

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

**Tlačná stanice výtlačného stroje
koksárenské baterie**
Coking battery extruder press station

Student	Lukáš Kroupa
Osobní číslo	KRO0125
Vedoucí bakalářské práce	Ing. Jiří Struž

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Kroupa**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Tlačná stanice výtlačného stroje koksárenské baterie**
Coking Battery Extruder Press Station
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte tlačnou stanici výtlačného (pěchovacího) stroje, která se bude skládat z rámu, elektropohonu a výtlačné tyče. Proveďte kontrolu stability výtlačné tyče při vytlačování a navrhněte vhodný způsob pohonu. Kromě toho bude bakalářská práce obsahovat:

- výpočet sil, které je potřeba překonat při vytlačování uhlénohnanolu,
- kontrolu výtlačné tyče na vzpěr,
- výpočet trvanlivosti použitých ložisek,
- statickou a dynamickou kontrolu hřídelí pohonu,
- výkres sestavy a výrobní výkres vedoucím práce vybrané části.

Základní parametry:

1. Hmotnost uhlénohnanolu $m = 400$ kg, rozměry hranolu ($\text{š} \times \text{v} \times \text{h}$) v mm - $1170 \times 840 \times 370$
2. Ostatní rozměry potřebné pro výpočet a konstrukční návrh jsou uvedeny v náčrtu, který obdržíte od vedoucího práce.
3. Rychlost vytlačování $v = 0,2$ m/s.

Seznam doporučené odborné literatury:

- DEJL, Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů: návrh, výpočet, konstrukce. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- MORAVEC, Vladimír. Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola: teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80-7225-051-5.
- MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. Výpočty a konstrukce strojních dílů. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8
- KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části pohonů strojů. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Struž**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020.




.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.


.....
Podpis studenta

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KROUPA, L. *Tlačná stanice výtlačného stroje koksárenské baterie: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2020, 96 s. Vedoucí práce: Struž, J.

Bakalářská práce se zabývá návrhem tlačné stanice pro koksárenskou baterii. V úvodu je popsána výroba koksu, její základní technologické kroky, a druhy koksárenských baterií. Na základě vypočtené výtlačné síly pro koksový hranol, je dimenzována výtlačná tyč, včetně jejích komponent. Pro výtlačnou tyč je poté navrženo vedení tyče uvnitř výtlačného stroje. V závěru je navržena pohonná jednotka, včetně hnací hřídele pro výtlačnou tyč. Návrh je možné vidět na výkresu přiloženém v příloze.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KROUPA, L. *Coking battery extruder press station: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 96 p. Thesis head: Struž, J.

Bachelor's thesis with a request for the design of a pressure station for a coke oven battery. The introduction describes the production of coke, its basic technological steps and types of coke oven batteries. Based on the possibility of the discharge force for the coke prism, the discharge rod, including the component, is dimensioned. A rod guide inside the extruder is designed for the extrusion rod. Finally, a drive unit is designed, including drive shafts for the push rod. The design can be seen in the drawing attached.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	1
1 Úvod.....	9
1 Možnosti konstrukčního řešení	16
1.1 Řešení pomocí odlitku.....	16
1.2 Řešení pomocí svařence	16
a) Pomocí běžně používaných profilů	16
b) Pomocí zakázkově vyrobených profilů	17
2 Výpočet sil	18
2.1 Výpočet základní síly	18
3 Volba modulu ozubení.....	19
4 Volba elektromotoru s převodovkou	21
5 Návrh ozubení.....	23
6 Návrh tyče.....	24
6.1 Kontrola na tlak.....	24
6.2 Kontrola na vzpěr	25
7 Návrh ozubeného hřebene	29
7.1 Základní návrh hřebene.....	29
7.2 Výpočet úchytných šroubů.....	29
8 Návrh hlavy výtlačné tyče	32
8.1 Návrh tloušťky plechu pro výtlačnou hlavu.....	32
8.2 Návrh svaru na hlavě tyče	33
9 Síly působící na tyč.....	37
10 Návrh umístění podpěrných botek tyče	39
10.1 Síly přenášené botkami.....	39
10.2 Uchycení botek k tyči	42
11 Návrh vodících kozlíků.....	44
11.1 Návrh kladky pod tyčí	44
11.2 Návrh kladky na tyči	47
11.3 Návrh čepu pro kladku pod tyčí	48
11.4 Návrh čepu pro kladku na tyči.....	50
11.5 Návrh rámu kozlíku	50
12 Návrh hřídele	52
12.1 Síly v rovině x-y	54
12.2 Síly v rovině y-z	55
12.3 Statická kontrola.....	56

12.4	Dynamická kontrola	57
12.5	Přenos momentu evolventním drážkováním	59
12.6	Přenos momentu nalisováním.....	60
13	Stolička pro motor	62
14	Závěr	63
	Seznam použité literatury	64
	Seznam příloh	67

Seznam použitých symbolů a značek

<u>symbol</u>	<u>Význam</u>	<u>Jednotka</u>
C_{0-6213}	Statická únosnost ložiska 6213	[kN]
C_{6213}	Dynamická únosnost ložiska 6213	[kN]
F_{0-6213}	Výpočtový součinitel ložiska 6213	[-]
F_{OM22}	Osová síla pro šroub M22	[N]
F_{UM22}	Utahovací moment pro šroub M22	[Nm]
F_{kp}	Minimální síla pro pohyb koksu	[N]
F_{kpMAX}	Minimální síla pro pohyb koksu s tuhým chodem	[N]
$F_{kpMAX\parallel}$	Síla rovnoběžná s hlavou tyče	[N]
$F_{kpMAX\perp}$	Síla kolmá na hlavu tyče	[N]
F_{krit}	Kritická síla pro vzpěr	[N]
F_{ob}	Odporová síla na botky způsobovaná pohybem tyče	[N]
F_{okl}	Osová síla v čepu kladky	[N]
F_{rt}	Radiální síla od hnacího kola ozubeného hřebene	[N]
J_{min}	minimální moment setrvačnosti	[mm ⁴]
J_x	Moment setrvačnosti tyče k ose x	[mm ⁴]
J_{yy}	Moment setrvačnosti tyče k ose y	[mm ⁴]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
K_{F1}	Součinitel přídavných zatížení	[-]
K_{FV}	součinitel vnitřních dynamických sil	[-]
$K_{F\alpha}$	součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{F\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce v ohybu	[-]
K_{H1}	součinitel přídavných zatížení	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce	[-]
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce v dotyku	[-]
K_a	Koeficient respektování vnějších dynamických sil	[-]
$L_{10-6013}$	Základní trvanlivost ložiska 6013	[-]
$L_{10h-6013}$	Trvanlivost ložiska 6013 v hodinách	[hod]
L_{red}	Redukovaná délka prutu	[mm]

M_{hMAX}	Moment vznikající na hlavě tyče	[Nm]
M_{h-tl}	Moment na tyči vzniklý tlačáním koksu	[Nm]
M_{MIN}	Minimální rozmezí momentu převodu	[Nm]
M_{ohk}	Moment k pohonné jednotce pro výpočet reakcí v botkách	[Nm]
M_{otb}	Moment vzniklý na tyčích botky	[Nm]
M_{poz}	Požadovaný výstupní moment motoru	[Nm]
M_{pro}	Skutečný výstupní moment motoru	[Nm]
$M_{učkl}$	Utahovací moment pro závit na čepu kladky	[Nm]
O_1	Obvod roztečné kružnice pastorku	[mm]
P_{M22}	Stoupání závitu M22	[mm]
P_{M48}	Stoupání závitu M48	[mm]
P_{u-6013}	Mezní únavové zatížení ložiska 6013	[kN]
Q_k	Váha kokosového hranolu	[kg]
Q_u	Váha uhelného hranolu	[kg]
R_{b2v}	Reakce v botce nejdále umístěné od pohonu tyče	[N]
R_{e14220}	Mez kluzu materiálu 14 220.4	[MPa]
R_{e11375}	Mez kluzu pro materiál 11 375	[MPa]
$R_{eS235JR}$	Mez kluzu pro materiál S235JR	[MPa]
R_{eM22}	Mez kluzu pro šroub M22 4.8	[MPa]
R_{k1}	Reakce v první kladce z leva	[N]
R_{k2}	Reakce v druhých kladkách z leva	[N]
R_{k3}	Reakce ve třetí kladce z leva	[N]
R_{k4}	Reakce ve čtvrtých kladkách z leva	[N]
R_{lk1}	Reakce do ložiska v kladce	[N]
R_{lk2}	Reakce do ložiska v kladce	[N]
S_1	Součinitel tuhého chodu	[-]
S_{F1}	Součinitel bezpečnosti na ohyb pastorku	[-]
S_{F2}	Součinitel bezpečnosti na ohyb kola	[-]
S_{H1}	Součinitel bezpečnosti pastorku na dotyk	[-]
S_{H1}	Součinitel bezpečnosti kola na dotyk	[-]
S_{HEB}	Plocha profilu HEB 200	[mm ²]
W_{oh}	Modul průřezu v ohybu pro plech hlavy tyče	[mm ⁴]
Y_{FS}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
Y_β	součinitel sklonu zubu	[-]
Y_ε	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]

Z_E	Součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících ozubených kol	[-]
Z_H	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
Z_{R1}	Součinitel drsnosti zubu pastorku	[-]
Z_{R2}	Součinitel drsnosti zubu kola	[-]
Z_ϵ	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	[-]
a_{sh}	Velikost svaru na hlavě tyče	[mm]
a_{sv-b}	Velikost diagonály svaru použitého u botek	[mm]
b_{pl}	Šířka plechu pro hlavu tyče	[mm]
b_w	Společná šířka ozubení	[mm]
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_{2M22}	Středí průměr závitu M22	[mm]
d_{2M48}	Střední průměr závitu M48	[mm]
d_{3M22}	Malý průměr závitu M22	[mm]
d_{3M48}	Malý průměr závitu M48	[mm]
d_{dp}	Průměr díry v profilu dle ČSN EN 1993-1-1	[mm]
d_{tb}	Průměr tyčí pro botky	[mm]
f_3	Součinitel tření žhavého koksu o podlahu komory	[-]
f_o	Součinitel tření oceli	[-]
f_s	Součinitel tření koksu o zdivo	[-]
f_{tb}	Součinitel tření oceli o dinas	[-]
f_z	Součinitel smykového tření na závitu	[-]
i_{min}	Poměr setrvačnosti	[mm]
k_1	Součinitel dodatkového odporu	[-]
k_3	Převodní součinitel pro svary namáhané kolmou silou	[-]
k_4	Převodní součinitel pro svary namáhané rovnoběžnou silou	[-]
k_{sM22}	Bezpečnost pro šroub M22	[-]
k_b	Koeficient bezpečnosti	[-]
k_{bkl}	Bezpečnost pro čep kladky	[-]
k_{bnez}	Koeficient neznámých vlivů na botky	[-]
k_{bot}	Bezpečnost volená pro návrh botek	[-]
k_{bp}	Koeficient bezpečnosti pro plech hlavy tyče	[-]
k_{nerkl}	Koeficient nesouměrného rozložení sil na kladku	[-]

k_{r-6013}	Výpočtový součinitel ložiska 6013	[-]
k_{sv-h}	Bezpečnost svaru na hlavě tyče	[-]
k_{sv-b}	Bezpečnost pro svary botek	[-]
k_{vz}	Bezpečnost pro vzpěr	[-]
l_h	Délka jedné části hřebene	[mm]
l_h	Největší výška hlavy od konce tyče	[mm]
l_{h-tl}	Rameno od středu tyče po konec hlavy tyče	[mm]
$l_{minšpk}$	Minimální šířka plechu kozlíku	[mm]
l_{otb}	Výška botek	[mm]
l_{s-o}	Délka svarů na hlavě tyče namáhaných na ohyb	[mm]
l_{s-s}	Délka svarů na hlavě tyče namáhaných na smyk	[mm]
m_n	Vybraný modul ozubení	[mm]
n_{MIN}	Minimální rozmezí otáček převodu	[min^{-1}]
n_{kl}	Počet ložisek v kladce	[-]
n_{lok}	Otáčky ložiska v kladce	[min^{-1}]
n_{poz}	Požadované výstupní otáčky motoru	[s^{-1}]
n_{pro}	Skutečné výstupní otáčky motoru	[min^{-1}]
n_{tb}	Počet tyčí použitých pro botky tyče	[-]
n_z	Počet zubů na hřebeni	[-]
p_b	exponent trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem	[-]
r_z	Rozteč zubů na hřebeni	[mm]
s_{0-6013}	Minimální statická bezpečnost ložiska 6013	[-]
t_p	Tloušťka stěny profilu HEB 200	[mm]
t_{pl}	Tloušťka plechu pro hlavu tyče	[mm]
t_{plk}	Tloušťka plechu pro rám vodícího kozlíku	[mm]
v_{cks}	Výnos koksu z uhlí	[%]
α_M	Úhel stoupání metrického závitu	[°]
α_{n-oz}	Standartní úhel záběru ozubeného kola	[°]
α_z	Úhel sklonu hlavy tyče	[°]
β_d	Dynamický součinitel	[-]
β_{sh}	Součinitel tloušťky koutového svaru	[-]
ε_α	součinitel záběru profilu	[-]
ε_β	součinitel záběru kroku	[-]
λ_{mez}	Mezní štíhlost	[-]

λ_{sk}	Štíhlostní poměr	[-]
ρ_{HEB200}	Statické zatížení vznikající vahou výtlačné tyče	$[N \cdot mm^{-1}]$
σ_{FPmax1}	Dovolené napětí materiálu pastorku v ohybu	[MPa]
σ_{FPmax2}	Dovolené napětí materiálu kola v ohybu	[MPa]
σ_{Fmax1}	Napětí pastorku v ohybu	[MPa]
σ_{Fmax2}	Napětí kola v ohybu	[MPa]
σ_{HPmax1}	Dovolené napětí materiálu pastorku v dotyku	[MPa]
σ_{HPmax2}	Dovolené napětí materiálu kola v dotyku	[MPa]
σ_{Hmax1}	Napětí pastorku na dotyk	[MPa]
σ_{Hmax2}	Napětí kola na dotyk	[MPa]
σ_{dov}	Obecné označení dovoleného namáhání	[MPa]
$\sigma_{dov-oh11375}$	Dovolený ohyb pro materiál 11 375	[MPa]
$\sigma_{dov-oh14220}$	Dovolené napětí v ohybu pro materiál 14 220.4	[MPa]
$\sigma_{dov-ohS235JR}$	Dovolené napětí pro ohyb materiálu S235JR	[MPa]
$\sigma_{dov-t11375}$	Dovolené napětí v tlaku pro materiál 11 375	[MPa]
$\sigma_{dtl-ohS235JR}$	Dovolený tlak materiálu S235 JR	[mm]
$\sigma_{oh-čkl}$	Napětí v ohybu čepu kladky	[MPa]
σ_{oh-sb}	Napětí v ohybu u svarů botek	[MPa]
σ_{obot}	Napětí v ohybu u tyčí botek	[MPa]
σ_{o-sh}	Napětí v ohybu pro svar na hlavě tyče	[MPa]
$\sigma_{redšk}$	Redukované napětí v závitu na čepu kladky	[MPa]
σ_{redM22}	Redukované napětí pro šroub M22	[MPa]
σ_{red-sh}	Redukované napětí ve svarech na hlavě tyče	[MPa]
σ_{red-sb}	Redukované napětí na svary botek	[MPa]
τ_{s-sh}	Napětí ve smyku svaru na hlavě tyče	[MPa]
σ_{tM22}	Napětí v tahu pro šroub M22	[MPa]
$\sigma_{tah-čkl}$	Napětí v tahu čepu kladky	[MPa]
σ_{tet}	Kritické Tetmajerovo napětí	[MPa]
$\sigma_{tl-HEB200}$	Napětí v tlaku pro profil HEB 200	[MPa]
σ_{tl-b}	Napětí v tlaku u tyčí botek	[MPa]
σ_{tl-kl}	Napětí v tlaku u rámu kozlíku	[MPa]
σ_{tl-sb}	Napětí v tlaku na svary botek	[MPa]
σ_u	Mez úměrnosti	[MPa]
τ_{M22}	Napětí v krutu pro šroub M22	[MPa]
$\tau_{kr-šk}$	Napětí v krutu v čepu kladky	[MPa]
τ_{sm-sb}	Napětí ve smyku u svarů botek	[MPa]

φ'_{M22}	Redukovaný třecí úhel závitu M22	[°]
φ'_{M60}	Redukovaný třecí úhel závitu M60	[°]
ψ_{M22}	Úhel stoupání závitu M22	[°]
ψ_{M48}	Úhel stoupání závitu M48	[°]
Δu	Dovolené rozmezí převodu	[%]
z_1	Počet zubů pastorku	[-]
Ψ	Poměrná šířka ozubení	[-]
E	modul pružnosti v tahu pro konstrukční oceli	[MPa]
F	Obecné označení síly	[N]
L	Délka maximálního vysunutí tyče	[mm]
S	Obecné označení plochy	[m ²]
a	Materiálová konstanta	[-]
b	Materiálová konstanta	[-]
n	Uložení pro vzpěr prutu dle Eulerovy teorie	[-]
u	Převodový poměr ozubení	[-]
v	Požadovaná rychlost vytlačování	[m · s ⁻¹]
β	Úhel sklonu ozubení	[°]
n_{srh}	Počet šroubů držících hřeben	[-]
L_{MAX}	Maximální vysunutí tyče pro vzpěr	[mm]
R_{e16341}	Minimální mez kluzu materiálu 16 341.8	[MPa]
$\tau_{dov-kr16341}$	Dovolený krut materiálu 16 341.8	[MPa]
d_{Hmin}	Minimální dovolený průměr pro hřídel	[mm]
L_{vhm1}	Vzdálenost na hřídeli od středu hnacího kola hřebene, k ložisku B	[mm]
L_{vhm2}	Vzdálenost na hřídeli od ložiska B k vrubu D	[mm]
L_{vhm3}	Vzdálenost na hřídeli od vrubu D ke středu hnacího kola hřídele	[mm]
L_{vhm4}	Vzdálenost na hřídeli od středu hnacího kola hřídele, k ložisku A	[mm]
F_{rhnh}	radiální síla od hnacího kola hřebene	[N]
F_{tpro}	hnací síla na hřídeli	[N]
R_{xyA}	Reakce v ložisku A pro rovinu x-y	[N]
R_{xyB}	Reakce v ložisku B pro rovinu x-y	[N]
M_{oxy-D}	Ohybový moment na hřídeli v místě vrubu pro rovinu x-y	[Nm]
R_{yzA}	Reakce v ložisku A pro rovinu y-z	[N]
R_{yzB}	Reakce v ložisku B pro rovinu y-z	[N]

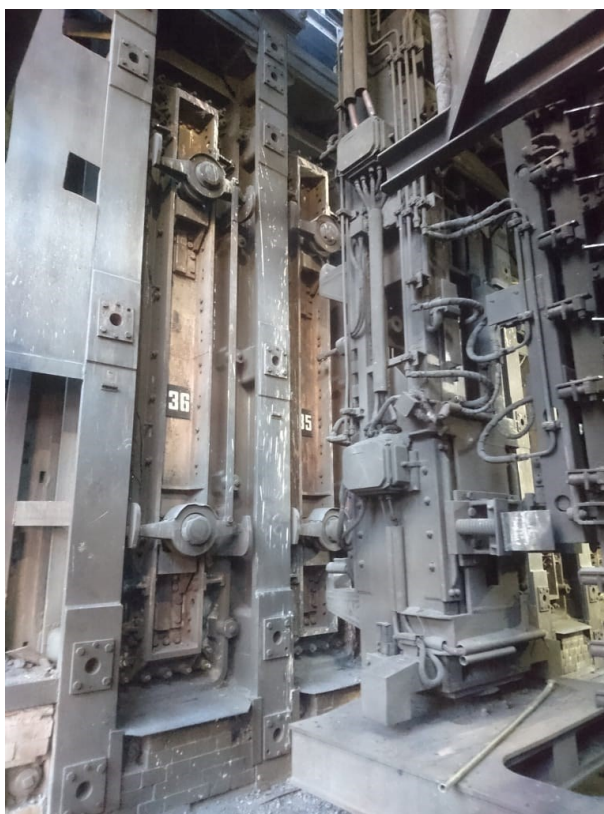
M_{oyz-D}	Ohybový moment na hřídeli v místě vrubu pro rovinu y-z	[Nm]
M_{o-D}	Výsledný ohybový moment na hřídeli v místě vrubu	[Nm]
d_D	Průměr hřídele v místě D	[mm]
α_{kmD}	Tvarový součinitel pro krut	[-]
k_{kr-D}	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v místě D na hřídeli	[-]
τ_{kmD}	Krut na hřídeli v místě vrubu	[MPa]
σ_{osd}	Napětí v ohybu na hřídeli v místě vrubu	[MPa]
β_D	Vrubový součinitel pro vrub na hřídeli	[-]
α_D	Součinitel tvaru v ohybu v místě D na hřídeli	[-]
A_{16}	Vrubová citlivost pro 16 341.8	[-]
$\sigma_{dov-oh-vr}$	Dovolený ohyb pro ohyb na hřídeli pro hladký vzorek	[MPa]
$\sigma^D_{dov-oh16341}$	Dovolený ohyb pro hřídel v místě vrubu	[MPa]
ε_{vD}	Součinitel velikosti	[-]
η_{pD}	Součinitel Jakosti povrchu pro Ra 0,8	[-]
σ_{aoD}	Ampituda napětí v ohybu na hřídeli pro vrub	[MPa]
k_{boD}	Bezpečnost hřídele pro kritické místo	[-]
R_{m16341}	Zušlechtěná pevnost v tahu pro hřídel	[MPa]
k_{bD}	Výsledná bezpečnost hřídele	[-]
k_{ED}	Bezpečnost evolventního drážkování	[-]
$\sigma_{pd16341}$	Dovolený tlak pro 16 341.8	[MPa]
$\varphi_{50x1,25}$	relativní funkční počet drážek	[-]
$h_{50x1,25}$	Výška společné plochy drážkování	[mm]
$p_{ED50x1,25}$	Tlak na drážky hřídele	[MPa]
ES_{nab}	Horní mezní úchylka	[mm]
l_{nh}	Délka nalisování	[mm]
Δd_{1h-na}	Minimální přesah pro nalisování	[mm]
k_{na-h}	Bezpečnost nalisování	[-]
p_{skMAX}	Maximální skutečný tlak na nalisování	[MPa]
d_{vpn}	Odhadovaný vnější průměr náboje	[mm]
F_{sv-n}	Síla přenášená na jednu nohu stolu motoru	[N]
m_{mot}	Hmotnost motoru	[kg]
n_{nero-m}	Koeficient nerovnoměrného zatížení stolu motoru	[-]
i_{noz}	Počet noh stolu motoru	[-]

σ_{sv-n}	Tlak na svar stolu motoru	[MPa]
R_{enoh}	Minimální mez kluzu materiálu S235JRH	[MPa]

1 Úvod

Úkolem této bakalářské práce, je návrh tlačné stanice výtlačného stroje koksárenské baterie, a jejího pohonu. Tato výtlačná stanice slouží k vytlačení karbonizovaného uhlí (koku) do hasícího vozu, a poté k jejímu navrácení do výchozí polohy.

Výtlačný stroj se skládá z: násypek, sázecí stanice, snímacího zařízení a tlačné stanice. Tlačná stanice je často z odlévaných kusů, ovšem může být i z konstrukčních prvků s ohledem na velkou požadovanou životnost. Tlačná stanice by neměla poškozovat bílé zdivo koksárenské komory, zároveň slouží k odstraňování grafitu, který se tvoří na zdivu během karbonizace uhlí.



Obr. 1.1 - Snímací zařízení spolu s dveřmi koksárenské komory

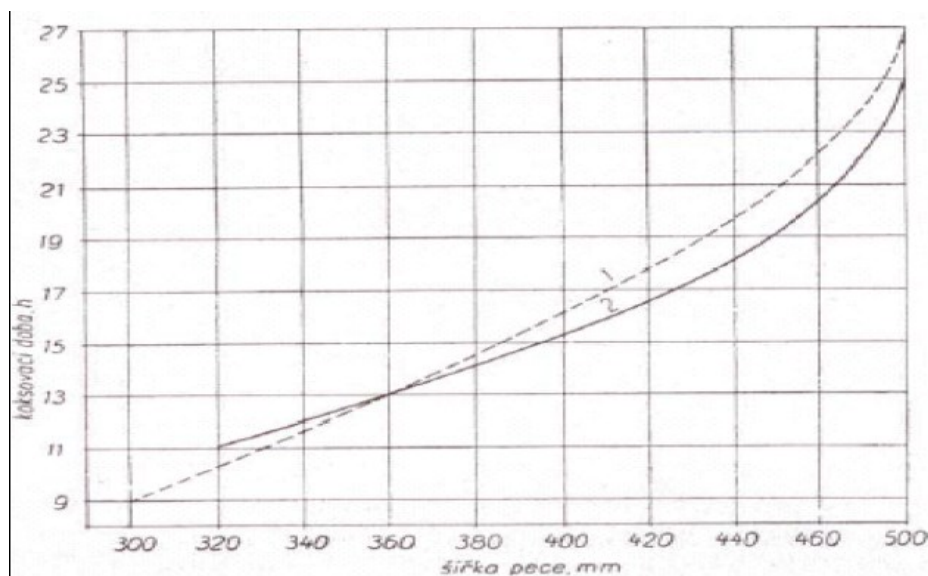
Zdroj: knihovna autora

Koksárenská baterie

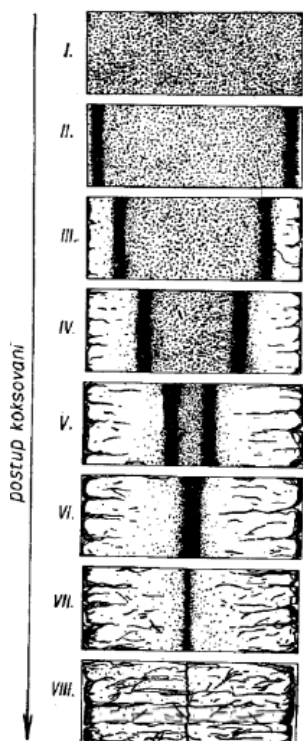
Její hlavní produkt je koks, který je vyroben z uhelné směsi, jenž je nabírán z uhelné věže do násypek výtlačného stroje. Pomocí násypek je uhelná směs napěchována do hranolu o váze někdy i desítek tun, tento hranol je následně vsazen do komory pomocí

sázecí stanice. Po uzavření dveří komory, začíná proces karbonizace, který trvá okolo 12-ti hodin (závisí na šířce komory) a s teplotou pohybující se okolo 1200°C.

U koksoven se sypným provozem, je uhelná směs do komor sypána otvory ve stropě komory, pomocí vodícího vozu. Následně je vsázka zarovnána na požadovanou výšku.



Obr. 1.2 - Závislost koksovací doby na šířce komory [14]



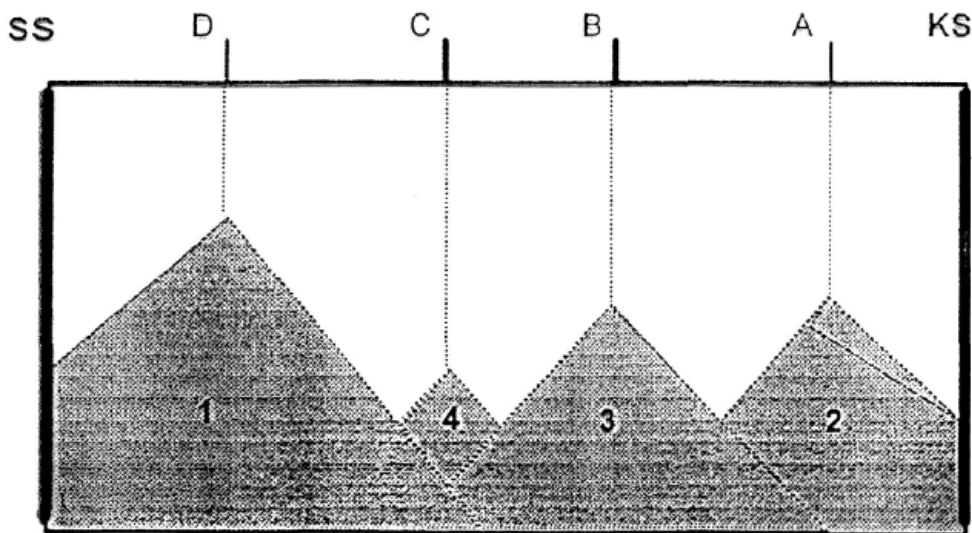
Obr. 1.3- Proces karbonizace [14]

Sázecí stanice

Sázecí stanice se skládá ze sázecí desky, na níž je sypána koksovatelná směs a pomocí násypek je ze shora udusávána na požadovanou hustotu a tvar. Po stranách jsou stěny sázecí stanice, které mají přesnou vzdálenost od sebe, od této vzdálenosti se odvíjí šířka uhelného hranolu. Na konci vznikajícího hranolu je hlava sázecí stanice, a na druhé jsou dveře uzamknuty petlicí. Tím vzniká v sázecí stanici komora, ve které je vytvářen uhelný hranol.

Obsazování komory

Při obsazování komory je hlavní pohyb vykonáván sázecí deskou, která pomalu suně uhelný hranol spolu s hlavou sázecí stanice do komory. V hlavě sázecí stanice jsou klíny s pružinovým mechanismem, které se po vysunutí hlavy z komory vysunou, a zaklenou se o stěny sázecí stanice, v tento moment sázecí deska vyjíždí z komory, a uhelný hranol je držen v komoře pomocí zaklenuté hlavy. V momentě, kdy sázecí deska vyjede z pod uhelného hranolu, klíny v hlavě sázecí stanice se uvolní, a hlava je po sázecí desce přitahována pomocí ocelového lana zpět na výchozí pozici. Obsazování v sypném provozu probíhá tak že koksovatelná směs je nabírána vodícím vozem, pohybujícím se po vrchu koksovny, ta je pak následně sypána plnicími otvory do komory. Vzniklá uhelná vsázka je zarovnána tyčí umístěnou ve vytlačovacím voze. Sypný provoz je volen především u větších a novějších koksoven, zejména díky příznivějším ekologickým dopadům na životní prostředí. Během obsazování jsou vzniklé obsazovací plyny odsávány za pomoci hydroinjektáže z prostoru mezi dveřmi a obsazovaným hranolem stoupačkou obsazované komory



Obr. 1.4 - Obsazení komory sypným provozem skrze čtyři otvory [15]



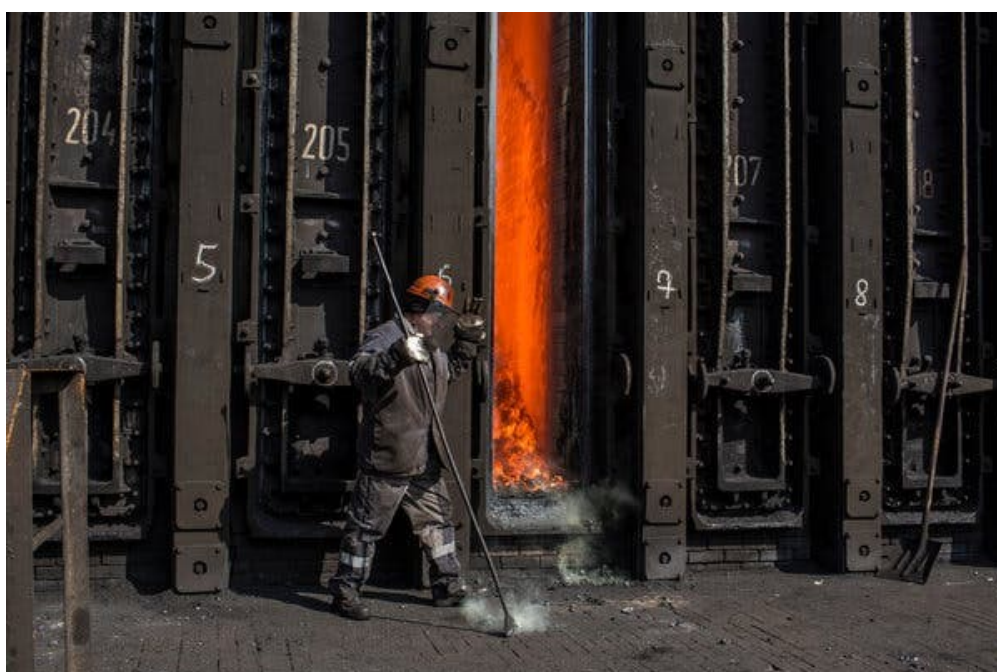
Obr. 1.5 - Vodící vůz [20]

Vytlačování koksu

Před počátkem vytlačování koksu je otevřena komora ze strojní strany (ze strany ze které se komora obsazuje), během tohoto kroku je zastaven přísun plynů do komory. Operátor výtlačného stroje najede s vytlačovací jednotkou před komoru, zatímco z druhé strany komory dochází k otevření, a najíždění vodícím košem na pozici otevřené komory. V momentě správného usazení strojů začíná proces vytlačování, koks je sunut přes vodící koš, do hasícího vozu (speciálně upravený železniční vagón s automatizovaným řízením). Po vysunutí vytlačovací tyče je komora uzavřena ze strany hasícího vozu, následně dojde k vyčištění kanálků ve střeše komory pomocí vodícího vozu. Na konec dochází k obsazení komory novým uhelným hranolem, a po dočištění dveřního prostoru obsluhou stroje dojde k uzavření komory i ze strojní strany, a začíná nový proces karbonizace.



Obr. 1.6 - Koks padající do hasícího vozu [19]



Obr. 1.7 - Pracovník čistící prostor dveří [18]

Hašení koksu

Při zaplnění hasícího vozu hořícím koksem, je hasící vůz automaticky poslán do hasící věže. Zde je hořící koks hašen vodu ze sprchy která je umístěna uvnitř komínu, kterým je odváděna pára vzniklá při hašení koksu. Při tomto postupu se volné teplo žhavého koksu, které představuje až 50 % celkového tepla vynaloženého na koksovací proces, nenávratně ztrácí. Při úspěšném uhašení koksu, je koks odvezen do třídíren, zde je koks odebírán pro chemické rozbory, nebo drcen na menší kusy a následně expedován pro aglomeraci, nebo

většinou pomocí dopravních pásů přivážen k vysokým pecím, kde je sypán do korečků vysoké pece.



Obr. 1.8 - Pohled na koksovnu při hašení koku [17]

Aktuální situace koksoven v Moravskoslezském kraji

V současné době je provoz koksoven značně omezován především kvůli vysoké ekologické zátěži na životní prostředí, a vysokým emisním poplatkům, což v minulosti vedlo k plošnému zavírání koksoven. V současné době koksovny v kraji mezi sebou spolupracují a v případě výpadku jedné koksovny, je železniční sítí dopravován koks z jiné koksovny. Zaniklé koksovny často stále stojí, jelikož náklady spojené s bouráním koksovny jsou vysoké, zejména kvůli materiálům použitých na stavbu, které se během provozu staly karcinogenní a nebezpečné životnímu prostředí.

Výtlačná tyč

Výtlačná tyč přenáší síly od pastorku, na ozubený hřeben, který je součástí výtlačné tyče. Jelikož vytlačování koku probíhá každých cca 20 minut a trvá 3-5 minut, tyč zažívá značné teplotní rozdíly, obzvláště v zimních měsících, kdy okolní teplota vzduchu může dosahovat až -30°C .



Obr. 1.9 - Výtlačná tyč zasunuta v komoře během vytlačování koksu [21]

Vodící kozlíky

Vodící kozlíky, na které navazují nosné kladky, jsou nosnou částí pro výtlačnou tyč, mimo to také tyč vedou v požadované ose. Pro dosažení požadované výšky výtlačné tyče, jsou používány podložky. Rotace nosných kladek je zajištěna pomocí ložisek.

Posuv výtlačné tyče

Posuv výtlačné tyče je zajištěn pomocí pastorku, které se nachází na výstupní hřídeli z převodové skříně, a ozubeného hřebenu jenž je přivařený na horní straně výtlačné tyče, a to z důvodu zajištění dobrého záběru, i při deformacích výtlačné tyče.

Pohon výtlačné tyče

Pohon výtlačné tyče je dimenzován pro síly působící během vytlačování koksu. Elektromotor je napájen z trolejí vedoucích podélně koksárenské baterie, po elektromotoru následuje spojka, brzda, převodová skříň a pastorek ozubeného hřebene, u menších provozů je možné si vystačit s motopřevodovkou.

1 Možnosti konstrukčního řešení

Pro návrh výtlačné tyče, a jejich částí se nabízí několik možných konstrukčních řešení, tyto řešení se mohou diametrálně odlišovat.

1.1 Řešení pomocí odlitku

Řešení pomocí odlévaných dílů je finančně nákladné řešení, obzvláště u takto rozměrných částí. Samotnou výhodou jsou ovšem vlastnosti litiny – často žáruvzdorné, a vhodné pro periodické namáhání v extrémních podmínkách. Zároveň tyto litiny jsou často špatně obrobitelné, a svařitelnost dle výrobců nebývá zaručená, proto se musí hledat konstrukční řešení, u něhož bude co nejmenší množství obráběných ploch, a zároveň pokud možno co nejméně svařování.

V tomto případě není problém vytvořit hlavu, jejíž čelo (kontaktní plocha hlavy s koksovým hranolem) bude mít sklon 12° , a to z důvodu, aby nedocházelo při vytlačování koksu k přepadávání koksu za hlavu tyče. Uchycení hlavy k tyči je řešeno pomocí šroubů, a to z důvodu, aby byla umožněna případná výměna pouze jednotlivých částí nikoliv tyče jako celku.

1.2 Řešení pomocí svařence

Řešení pomocí svařovaných dílů má v sobě několik úskalí, zejména z důvodu poškození jedné části výtlačné tyče, bude muset dojít k výměně celé tyče, nikoliv pouze poškozeného dílu, další problematikou je že toto řešení půjde použít pouze pro malé koksové hranoly, což se v dnešní době nestává aby fungovaly takto malé koksárenské baterie, kvůli stále se zvyšujícím požadavkům na ekologii, v opačném případě by svařované profily mohly být nepřípustně velké.

a) Pomocí běžně používaných profilů

Jelikož běžně vyráběné profily jsou z ocelí třídy 11, potýkáme se s několika problémy, v našem případě se jedná zejména o nízkou mez kluzu, a od ní se odvíjející mechanické vlastnosti. Při tomto konstrukčním řešení, jsou zvyšovány provozní požadavky a údržbářské činnosti. Jelikož koksozny se řadí mezi 4- směnné provozny, je potřebné, aby před začátkem směny, a alespoň jednou v průběhu pracovní doby proběhla vizuální kontrola celé tyče ze strany obsluhy tyče, nebo kontrole pověřenému zaměstnanci. Další doporučený krok je, aby nedošlo k zastavení provozu mít vždy k dispozici záložní výtlačný stroj, který

by dokázal plně nahradit výtlačný stroj na kterém by došlo k poruše a následné výměně výtlačné tyče. Dále je nutno počítat s faktem, že koksovna nemusí disponovat jeřábem, který je nutný pro výměnu tyče, tedy výměna může trvat delší dobu, z důvodu čekacích dob na externí firmu pověřenou výměnou, a zároveň i relativně vysokých částek za tuto výměnu.

Toto konstrukční řešení se skládá z profilu o velké délce, na který je přivařen potřebný ozubený hřeben, na tento profil navazuje plech sloužící jako hlava výtlačné tyče, v dolní části této hlavy je navařen ohýbaný plech s nižší tloušťkou než u plechu použitého na hlavu tyč. Ohýbaný plech slouží pro vymezení prostoru, který se může tvořit mezi hlavou a podlahou komory, nikoliv jako podpora tyče.

b) Pomocí zakázkově vyrobených profilů

Tímto řešením jsme schopni vcelku dobře získat dobré mechanické vlastnosti oceli. Tímto řešením ovšem zaměstnáváme navíc nákupčího firmy, a jelikož by se nejednalo o výrazně velké množství materiálu, zvyšujeme také cenu díla.

2 Výpočet sil

2.1 Výpočet základní síly

Výpočet sil při vytlačování koksu (F_{kp}), vychází z váhy koksu (Q_k) a součinitele tření mezi koksem a zdívkou komory (f_s).

Váha kokosového hranolu (Q_k) se počítá pomocí váhy suchého uhlí, a výnosu koksu z něj:

$$Q_k = v_{cks} \cdot Q_u = 0,77 \cdot 400 = 308 \text{ kg} \quad (2.1)$$

Kde :

v_{cks} procentuální výnos koksu z uhlí

Q_u nám známá váha uhelného hranolu

Minimální síla potřebná pro pohyb koksu (F_{kp}):

$$F_{kp} = Q_k \cdot f_s \cdot g = 308 \cdot 1 \cdot 9,81 = 3020,448 \text{ N} \quad (2.2)$$

Kde:

f_s Součinitel tření koksu o zdivo

Síla pro vytlačování koksu s uvažováním tuhého chodu (F_{kpMAX}):

$$\begin{aligned} F_{kpMAX} &= Q_k \cdot f_3 \cdot k_1 \cdot S_1 \cdot \beta_d \cdot g \\ F_{kpMAX} &= 308 \cdot 0,8 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 1,3 \cdot 9,81 \\ &= 7539,039 \text{ N} \end{aligned} \quad (2.3)$$

Kde:

f_3 Součinitel tření žhavého koksu o podlahu komory

k_1 Součinitel dodatkového odporu

S_1 Součinitel tuhého chodu

β_d Dynamický součinitel

3 Volba modulu ozubení

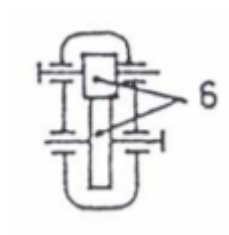
Jelikož pro následující výpočty, budeme potřebovat znát základní parametry ozubeného hřebene, umístěného na výtlačné tyči. Zároveň je potřeba zjistit parametry motoru, a také základní parametry ozubeného kola pro ozubený hřeben. Pro zvolení vhodného modulu ozubení, byl použit program MODUL. Pro výpočet modulu byl zvolen součinitel respektující vnější dynamické síly $K_a=1,75$, který vychází z předpokladu plynulého zatěžování ozubeného převodu hnacím strojem (elektromotorem) a a pracovním strojem s velkými rázy dle ČSN 01 4686.

ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČiniteLE K_A PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL					PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY	
Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnacím (pracovním) strojem				Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností		
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75	plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85	s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	1,25	1,5	1,75	2,0	se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, rotační čerpadlo, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25	s velkými rázy	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těká napáječka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětací stroj

PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY	
Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

Obr. 3.1- Součinitel K_a dle ČSN 01 4686 část 2 z programu CSNw

Koeficient bezpečnosti $k_b = 2,5$ respektuje neznámé síly, které mohou působit během vytlačování. Dále je zvolen počet zubů ozubeného kola $z_1=35$ Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce ($K_{H\beta}$) si program vypočítá sám pomocí zvoleného půdorysného schématu ozubení zobrazeného na Obr. 3.2 , také Hertzův tlak, a součinitel přídatných zatížení si program dokáže vypočítat sám, a to dle ČSN EN 01 4686.



Obr. 3.2- Půdorysné schéma ozubení

Zdroj: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol [6]

Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4 © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení

☐ Čelní

☐ Kuželové

☒ Hřeben

Zadání zátěže

☐ Moment pastorku

☒ Síla v hřebenu

z₁ 35

z₂ 00

β 0 [°]

F₂ 18847 [N]

ψ_m 15

Schéma 3

K_{Hβ} 1.091

K_A 1.75

σ_{Flimb} 700 [MPa]

σ_{Hlim} 1270 [MPa]

V_{HV} 650

Help

Vyber

Help

Vyber

Vyber

Vyber

Isk

Moduly

Konec

m_n = 4.081 [mm]

b = 61.2 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18

K_F = K_A · K_{Hβ}

σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}

m_{n ohyb} = 4.081 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)

f_H = 690 (β > 0°)

K_H = K_A · K_{Hβ}

σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}

$$\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

u = $\frac{z_2}{z_1}$

$$m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

m_{n dotyk} = 3.893 [mm]

Obr. 3.3- výpočet modulu v programu MODUL

Na základě vstupních hodnot byl vypočten modul 4,081, zvolený normální modul dle ČSN 01 4608 je m_n=5mm.

4 Volba elektromotoru s převodovkou

Nyní lze vypočítat průměr roztečné kružnice pastorku (d_1):

$$d_1 = z_1 \cdot m_n = 35 \cdot 5 = 175mm \quad (4.1)$$

Pro zvolení vhodného motoru, je zapotřebí znát výstupní otáčky motoru, a to aby splňovaly podmínku zadané rychlosti vytlačování $v = 0,2m \cdot s^{-1}$. Proto se musí vypočítat obvod roztečné kružnice pastorku (O_1):

$$O_1 = \pi \cdot d_1 = \pi \cdot 175 = 549,779mm \quad (4.2)$$

Pro výpočet požadovaných otáček (n_{poz}) se dá vycházet ze vztahu $v = n \cdot O$, který popisuje rychlost v závislosti na otáčkách obvodu roztečné kružnice (O_1).

$$n_{poz} = \frac{v}{O_1} = \frac{0,2}{0,550} = 0,364 s^{-1} \quad (4.3)$$

Další důležitý parametr pro zvolení elektromotoru je požadovaný výstupní moment (M_{poz}). Tento moment je tvořený silou F_{kpMAX} , který působí na poloměru roztečné kružnice ozubeného kola (d_1).

$$M_{poz} = k_b \cdot F_{kpMAX} \cdot \frac{d_1}{2} \quad (4.4)$$

$$M_{poz} = 2,5 \cdot 7539,04 \cdot \frac{0,175}{2} = 1649,165Nm$$

Pro tyto požadované výstupní parametry, byl zvolen motor od firmy NORD-poháněcí technika, a.s. označený jako 112MP/4 s čelně-šnekovou převodovkou SK 43125VL, obsahující frekvenční měnič, a elektromagnetickou brzdu. Pro zvolení vhodného motoru, s jeho komponenty byl použit produktový on-line generátor firmy NORD-poháněcí technika, a.s.[4]. Podle produktového listu je výstupní provozní moment $M_{pro} = 1568Nm$, a výstupní provozní otáčky jsou $n_{pro} = 21,1min^{-1}$.

Jelikož výstupní parametry nejsou přesné k vypočítaným požadovaným parametrům, je nutno provést kontrolu dovoleného rozmezí převodu, který je běžně používán jako $\Delta u =$

$\pm 5\%$. Protože zvolená hnací jednotka má nižší výstupní otáčky i nižší výstupní moment, než jsou námi požadované, stačí provést kontrolu rozmezí pouze pro dolních hranici povoleného rozmezí.

Kontrola dolní hranice rozmezí pro otáčky:

$$n_{MIN} = (n_{poz} - n_{poz} \cdot \Delta u) \cdot 60 \quad (4.5)$$

$$n_{MIN} = (0,364 - 0,364 \cdot 0,05) \cdot 60 = 20,748$$

ot/min

Jelikož $n_{pro} \geq n_{MIN}$, výstupní otáčky hnací jednotky jsou dostačující.

Jelikož je požadovaný moment s velkou bezpečností, lze konstatovat že výstupní moment hnací jednotky je dostačující, přesto že moment motoru je nižší než požadovaný moment, součásti budou dimenzovány pro námi požadovaný moment, z důvodu nepříznivého tepelného ovlivnění materiálů. Technický list elektropřevodovky se nachází v příloze A.

5 Návrh ozubení

Pro návrh ozubení byl použit program GEOMETRIE. Pro následnou pevnostní kontrolu byl použit program CSNw, zároveň byla pevnostní kontrola provedena i analytickou cestou. Veškeré výsledky jsou obsažené v příloze B.

6 Návrh tyče

Pro výtlačnou tyč byl zvolen profil HEB 200 z materiálu 11 375 od výrobce Feron, a.s. na tento profil bude přiléhat ozubený hřeben, který bude držet na profilu pomocí šroubů. Poloha šroubů na normalizovaných profilech je podmíněna normou ČSN EN 1997-1-1. Jako koeficient bezpečnosti pro tyč, volím $k_{bt} = 2$.

6.1 Kontrola na tlak

Kontrola na tlak vychází z podmínky pro dovolený tlak:

$$\frac{F}{S} \leq \sigma_{dov} \quad (6.1)$$

Pro kontrolu na tlak musíme znát dovolené napětí pro materiál 11 375, toto napětí spočítáme z meze kluzu pro tento materiál $R_{e11375}=196\text{MPa}$ [1].

Výpočet dovoleného tlaku pro materiál 11 375, zjistíme podle vztahu $\sigma_{dov-t11375} = (0,45 \div 0,6) \cdot R_{e[2]}$.

$$\sigma_{dov-t11375} = 0,45 \cdot R_{e11375} = 0,45 \cdot 196 = 117,6\text{MPa} \quad (6.2)$$

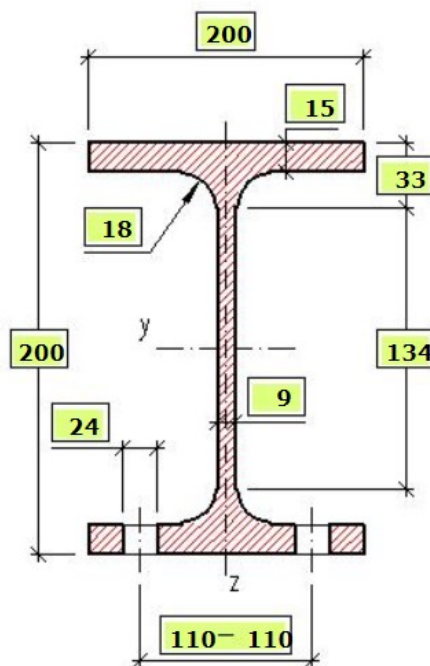
Jelikož tlak/ tah je působení síly na plochu viz rovnice (6.1), musíme zjistit přesnou plochu průřezu profilu HEB 200, ve kterém jsou díry pro šrouby, které budou držet ozubený hřeben na tomto profilu. Rozteč děr pro šrouby podléhá normě ČSN EN 1993-1-1 (12/2006), pro výpočty spojené s touto normou, byla použita on-line kalkulačka na stránkách www.steelcalc.com, která s touto normou pracuje. Velikost plochy průřezu profilu je převzata od výrobce $S_{HEB}=7810\text{mm}^2$ [3].

$$S_{HEB200} = S_{HEB} - (d_{dp} \cdot t_p) \cdot 2 = 7810 - (24 \cdot 15) \cdot 2 = 7090\text{mm}^2 \quad (6.3)$$

Kde:

d_{dp} Průměr díry v profilu dle ČSN EN 1993-1-1

t_p Tloušťka stěny profilu HEB200



Obr. 6.1- Průřez profilem HEB 200 s dírami pro šrouby

Zdroj: <http://steelcalc.com/cs/prurezchar.aspx>

Pro tlak v profilu HEB 200 platí:

$$\sigma_{tl-HEB200} = \frac{k_b \cdot F_{kpMAX}}{S_{HEB200}} \quad (6.4)$$

$$\sigma_{tl-HEB200} = \frac{2,5 \cdot 7539,04}{7090} = 2,658 MPa$$

$$\frac{\sigma_{dov-t11375}}{\sigma_{tl-HEB200}} \geq k_{bt} \quad (6.5)$$

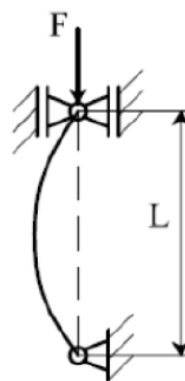
$$\frac{117,6}{2,658} = 44,244 \geq 2$$

Jelikož podmínka bezpečnosti z rovnice (6.5) je splněna, lze konstatovat že tyč vyhovuje. Díky značnému předimenzování tyče nebude zapotřebí kontrola na ohyb.

6.2 Kontrola na vzpěr

Jelikož se jedná o dlouhý prut, je potřeba tyč zkontrolovat na vzpěr. Tato kontrola bude provedena pomocí poměru kritické síly, a naší provozní síly.

Dle Eulerovy teorie vzpěru je zvoleno uložení s koeficientem $n=1$.



b) $n = 1$

Obr. 6.2- Schéma uložení prutu

Zdroj: <http://homel.vsb.cz/~lic098/files/13.cviceni.pdf>

Redukovaná délka prutu:

$$L_{red} = \frac{L_{MAX}}{n} = \frac{4200}{1} = 4200mm \quad (6.6)$$

Kde:

L_{MAX} Délka výtlačné maximálního vysunutí tyče

Moment setrvačnosti tyče k ose x:

$$J_{xx} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} \quad (6.7)$$

$$J_x = \frac{200 \cdot 200^3 - 191 \cdot 170^3}{12}$$

$$= 55134750mm^4$$

Moment setrvačnosti k ose y:

$$J_{yy} = \frac{(2 \cdot t_p) \cdot B^3 - h \cdot t_v^3}{12} \quad (6.8)$$

$$J_{yy} = \frac{(2 \cdot 15) \cdot 200^3 - 170 \cdot 9^3}{12}$$

$$= 19989687,5mm^4$$

Poměr setrvačnosti:

V tomto výpočtu je použit minimální moment setrvačnosti, v našem případě $J_{min} = J_{yy}$

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S_{HEB}}} = \sqrt{\frac{19989687,5}{7810}} = 50,591mm \quad (6.9)$$

Štíhlostní poměr:

$$\lambda_{sk} = \frac{L_{MAX}}{i_{min}} = \frac{4200}{50,591} = 83,018 \quad (6.10)$$

Mezní štíhlost:

V tomto výpočtu je použit modul pružnosti v tahu, který je pro konstrukční oceli $E=210000MPa$, mez úměrnosti je $\sigma_u = 75 MPa$ [5].

$$\lambda_{mez} = \pi \cdot n \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_u}} = \pi \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{210000}{75}} = 166,235 \quad (6.11)$$

Protože $\lambda_{mez} \geq \lambda_{sk}$, kritickou sílu je potřeba počítat kritickou sílu podle Tetmajera. Tuto kritickou sílu lze vypočítat z kritického napětí (σ_{tet}) dle Tetmajera.

$$\sigma_{tet} = a - b \cdot \lambda_{sk} \quad (6.12)$$

Kde konstanta a, b jsou materiálové konstanty, které je nutno určovat experimentálně. Pokud tyto konstanty nejsou známy, lze vycházet přibližně z λ_{sk} , σ_u a λ_{mez} a meze kluzu materiálu (Re_{11375}).

$$\begin{aligned} \sigma_{tet} &\cong R_e - \frac{R_{e11375} - \sigma_u}{\lambda_{mez} - 30} \cdot (\lambda_{sk} - 30) \\ \sigma_{tet} &\cong 196 - \frac{196 - 75}{166,235 - 30} \cdot (83,018 - 30) \\ &\cong 148,912MPa \end{aligned} \quad (6.13)$$

Nyní lze vyjádřit kritickou sílu (F_{krit}).

$$F_{krit} = \sigma_{tet} \cdot S_{HEB200} = 148,912 \cdot 7810 = 1163001,477N \quad (6.14)$$

Jelikož je známa kritická síla na vzpěr, lze zjistit vzpěrnou bezpečnost tyče (k_{vz}).

$$k_{vz} = \frac{F_{krit}}{k_b \cdot F_{kpMAX}} k_{vz} = \frac{1163001,477}{2,5 \cdot 7539,04} = 61,71 \quad (6.15)$$

Z této vysoké bezpečnosti, lze poznat že profil HEB200 je značně předimenzovaný, ovšem je potřeba brát v potaz že tyč pracuje ve 4 směnném provozu, s velkými rázy, výměna tyče je spojena s pozastavením provozu, a tím dochází k značným finančním ztrátám. V neposlední řadě je na tyči umístěn ozubený hřeben se šrouby.

7 Návrh ozubeného hřebene

Ozubené hřebeny přenášejí rotační pohyb na translační. Oblíbené jsou díky své jednoduchosti.

7.1 Základní návrh hřebene

Z důvodu snadné montáže a demontáže je volen dělený hřeben, který je k tyči uchycen pomocí šroubů. Pro návrh délkové rozteče šroubů je potřeba znát rozteč jednotlivých zubů na hřebeni (r_z), a to, aby případný ozubený hřeben byl ukončený zubní mezerou. Rozteč zubů lze jednoduše zjistit z počtu zubů pastorku.

$$r_z = m_n \cdot \pi = 5 \cdot \pi = 15,708mm \quad (7.1)$$

Nyní lze určit délku jednotlivé části ozubeného hřebene (l_h), kdy volíme počet zubů na hřebeni $n_z = 66$. Pro jednoduchou manipulaci s jedním kusem hřebene v malém prostoru, volím, aby jeden kus byl dlouhý přibližně 1m.

$$l_h = n_z \cdot r_z + 2 \cdot \frac{r_z}{2} \quad (7.2)$$
$$l_h = 66 \cdot 15,708 + 2 \cdot \frac{15,708}{2} = 1052,436mm$$

7.2 Výpočet úchytných šroubů

Jelikož hřeben je uchycen pomocí šroubů, je vhodné zkontrolovat jejich bezpečnost (k_{sM22}). Pro průměr díry $d_{dp} = 24$ je vhodný šroub se závitem M22, volím šest šroubů ve dvou řadách s třídou pevnosti 4.8 dle ISO 898-1, celkový počet šroubů na jednom kusu hřebene je tedy $n_{srh} = 12$. Šrouby jsou zatíženy osovou silou (F_{OM22}) která je tvořena především posouvající silou (F_{kpMAX}). Šroub M22 má stoupání $P_{M22} = 2,5mm$, průměr jádra šroubu je $d_{3M22} = 19,294mm$, střední průměr závitu je $d_{2M22} = 20,376mm$, a vrcholový úhel pro metrické závity je $\alpha_M = 60^\circ$. Pro sílu vznikající od utahovacího momentu je potřeba získat úhel stoupání závitu (ψ_{M22}) a redukovaný třecí úhel (φ'_{M22}). Kdy součinitel tření je $f_o = 0,15$ a součinitel smykového tření na metrickém závitu $f_z = 0,15$.

$$\psi_{M22} = atan\left(\frac{P_{M22}}{\pi \cdot d_{2M22}}\right) \quad (7.3)$$

$$\psi_{M22} = \operatorname{atan}\left(\frac{2,5}{\pi \cdot 20,376}\right) = 2,237^\circ$$

$$\varphi'_{M22} = \operatorname{atan}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_M}{2}\right)}\right) \quad (7.4)$$

$$\varphi'_{M22} = \operatorname{atan}\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 9,826^\circ$$

$$F_{OM22} = \frac{k_b \cdot F_{kpMAX}}{f_o \cdot n_{srh}} \quad (7.5)$$

$$F_{OM22} = \frac{2,5 \cdot 7539,04}{0,15 \cdot 12} = 10470,889N$$

Utahovací moment šroubu M22 (F_{UM22}) vznikající od osově síly F_{OM22} se zjistí podle následujícího vztahu.

$$M_{UM22} = F_{OM22} \cdot \tan(\varphi'_{M22} + \psi_{M22}) \cdot \frac{d_{2M22}}{2} \quad (7.6)$$

$$M_{UM22} = 10470,889 \cdot \tan(9,826 + 2,237) \cdot \frac{20,376}{2} = 22797,611Nmm$$

Napětí šroubu v krutu (τ_{M22}) vzniká od utažení šroubu utahovacím momentem.

$$\tau_{M22} = \frac{M_{UM22}}{\frac{\pi \cdot d_{3M22}^3}{16}} \quad (7.7)$$

$$\tau_{M22} = \frac{22797,611}{\frac{\pi \cdot 20,376^3}{16}} = 13,725MPa$$

Napětí šroubu v tahu (σ_{tM22}) vzniká od osově síly ve šroubu.

$$\sigma_{tM22} = \frac{4 \cdot F_{OM22}}{\pi \cdot d_{3M22}^2} \quad (7.8)$$

$$\sigma_{tM22} = \frac{4 \cdot 10470,889}{\pi \cdot 19,294^2} = 35,817MPa$$

Výsledné redukované napětí (σ_{redM22}), respektující současný vliv normálového a tečného napětí se u šroubů počítá pomocí Guestovy hypotézy

$$\sigma_{redM22} = \sqrt{\sigma_{tM22}^2 + 4 \cdot \tau_{M22}^2} \quad (7.9)$$

$$\sigma_{redM22} = \sqrt{35,817^2 + 4 \cdot 13,725^2} = 45,126 MPa$$

Redukované napětí musí splňovat podmínku $\sigma_{redM22} \leq \frac{R_{eM22}}{k_{sM22}}$, kdy pro šroub s pevností 4.8 platí $R_{eM22} = 320 MPa$, a pro $k_{sM22} \geq 1,5$ [5].

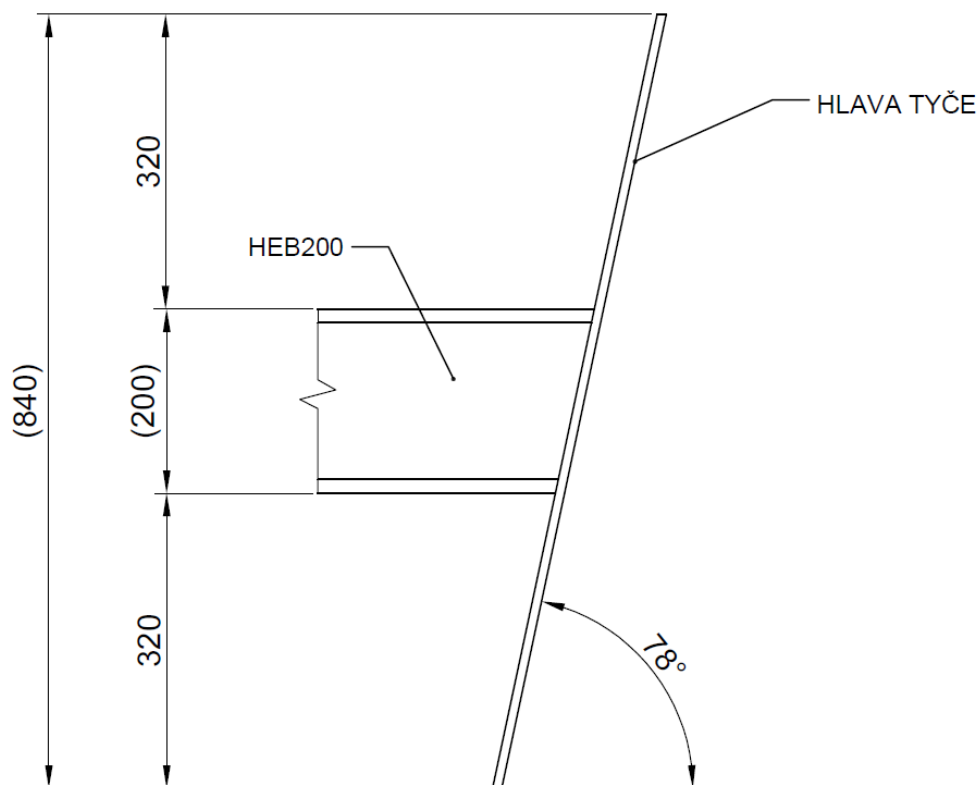
$$k_{sM22} \geq 1,5 \geq \frac{R_{eM22}}{\sigma_{redM22}} \quad (7.10)$$

$$\frac{R_{eM22}}{\sigma_{redM22}} = \frac{320}{11,28} = 7,01 \quad (7.11)$$

Podmínka z rovnice (7.10) je splněna.

8 Návrh hlavy výtlačné tyče

Hlava je kvůli jednoduchosti volena z plechu, který je na tyč přivařen a díky zkosení konce samotné tyče je pod úhlem $\alpha_z = 78^\circ$. Tento úhel eliminuje možnost přepadu koksu nad výtlačnou tyčí. Dále kvůli lepšímu rozvržení sil působících na hlavu během vytlačování, je tyč umístěna do středu hlavy, tedy největší volné rameno je $r_v = 320\text{mm}$, rozvržení tyče a hlavy jde vidět na Obr. 8.1.



Obr. 8.1- Náčrt uspořádání hlavy a tyče

8.1 Návrh tloušťky plechu pro výtlačnou hlavu

Návrh tloušťky plechu vychází z dovoleného ohybu pro námi zvolený materiál hlavy S235JRC s $R_{eS235JR} = 235\text{MPa}$ [8]. Pro výpočet je potřeba znát dovolené napětí v ohybu pro které platí $\sigma_{dov-ohS235JR} = 0,6 \div 0,75 \cdot Re[2]$, v rámci bezpečnosti je koeficient pro dovolené napětí v ohybu volen 0,6. Pro bezpečnost je volen koeficient $k_{bp} = 2$.

$$\sigma_{dov-ohS235JR} = 0,6 \cdot R_{eS235JR} = 0,6 \cdot 235 = 141\text{MPa} \quad (8.1)$$

Za předpokladu že při obsazování komory, se uhelný hranol zbortí, a tedy hranol nebude mít konec pod stejným úhlem jako je hlava tyče, je nejhorší možnost že konec hranolu je svislý. V tomto případě veškerá tlačná síla je z počátku přenášena čárově v nejvyšší možné výšce hlavy (l_h). Ohyb je způsobovaný momentem M_{hMAX} . Protože známe šířku plechu ($b_{pl} = 370mm$), stačí nám zjistit potřebnou tloušťku plechu (t_{pl}). Protože tloušťka plechu bude malá, není potřeba ji sklápět do vodorovné polohy. Tloušťku je možné vyjádřit z modulu průřezu v ohybu (W_{oh}).

$$l_h = \frac{r_v}{\sin(\alpha_z)} \quad (8.2)$$

$$l_h = \frac{320}{\sin(78)} = 327,15mm$$

$$M_{hMAX} = ((k_b \cdot F_{kpMAX}) \cdot \cos(90 - \alpha_z)) \cdot l_h \quad (8.3)$$

$$M_{hMAX} = ((2,5 \cdot 7539,04) \cdot \cos(90 - 78)) \cdot 0,32715 = 6031,25Nm$$

$$\sigma_{dov-ohS235JR} \geq \frac{k_{bp} \cdot M_{hMAX}}{W_{oh}} = \frac{6 \cdot 2 \cdot M_{hMAX}}{b_{pl} \cdot t_{pl}^2} \quad (8.4)$$

Z rovnice (8.4) je nyní potřeba vyjádřit tloušťku plechu.

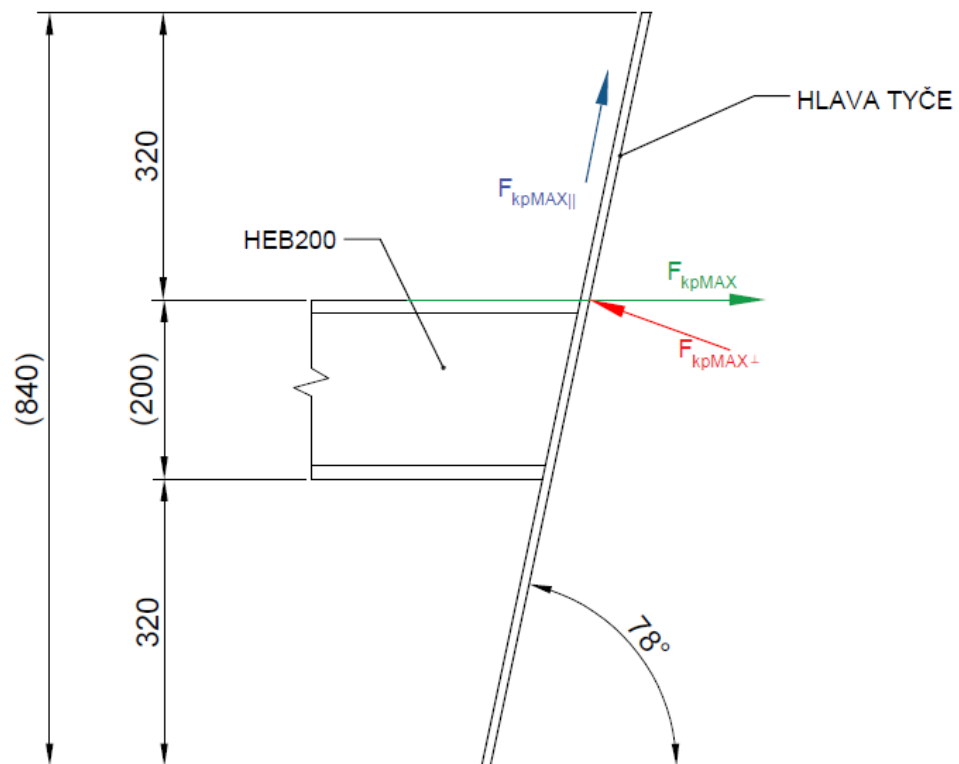
$$t_{pl} \geq \sqrt{\frac{6 \cdot k_{bp} \cdot M_{hMAX}}{b_{pl} \cdot \sigma_{dov-ohS235JR}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 6031,25}{0,37 \cdot 141}} = 40,05mm \quad (8.5)$$

Volím plech o tloušťce 45 mm, který bude pomocí acetylénu a kyslíku řezán na požadovaný rozměr.

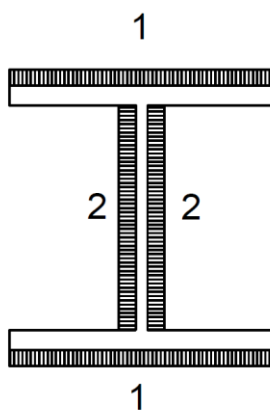
8.2 Návrh svaru na hlavě tyče

Díky tomu že hlava tyče je pod úhlem, výtlačná síla se rozdělí do dvou složek, které lze vidět na Obr. 8.2. Umístění svarů lze vidět na Obr. 8.3, kdy na smyk (τ_{s-sh}) jsou namáhány svary s číslem 2. Na ohyb (σ_{o-sh}) svary označeny číslem 1, tento ohyb vzniká

kolmou silou působící na rameni od konce hlavy, až po střed profilu HEB 200. Výška profilu je označena jako h_{pro} .



Obr. 8.2- Rozklad sil na svarech hlavy



Obr. 8.3- Umístění svarů

$$F_{kpMAX\perp} = k_b \cdot F_{kpMAX} \cdot \cos(90 - \alpha_z) \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} F_{kpMAX\perp} &= 2,5 \cdot 7539,04 \cdot \cos(90 - 78) \\ &= 18435,735N \end{aligned}$$

$$F_{kpMAX\parallel} = k_b \cdot F_{kpMAX} \cdot \cos(\alpha_z) \quad (8.7)$$

$$F_{kpMAX\parallel} = 2,5 \cdot 7539,04 \cdot \cos(78) = 3918,636N$$

Velikost svaru volím $a_{sh} = 15mm$, na tuto velikost bude provedena kontrola bezpečnosti. Délka svarů namáhaných na ohyb je $l_{s-o} = 200mm$ a svarů namáhaných na smyk $l_{s-s} = 170mm$.

$$\begin{aligned} \sigma_{o-sh} &= \frac{F_{kpMAX\perp} \cdot (l_h + \frac{0,5 \cdot h_{pro}}{\sin(\alpha_z)})}{\frac{(\frac{1}{12} \cdot l_{s-o} \cdot a_{sh}^3 + l_{s-o} \cdot a_{sh} \cdot (\frac{h_{pro}}{2} + \frac{a_{sh}}{2})^2)}{0,5 \cdot (h_{pro} + 2 \cdot a_{sh})} \cdot 2} \\ \sigma_{o-sh} &= \frac{18435,735 \cdot (327,15 + \frac{0,5 \cdot 200}{\sin(78)})}{\frac{(\frac{1}{12} \cdot 200 \cdot 15^3 + 200 \cdot 15 \cdot (\frac{200}{2} + \frac{15}{2})^2)}{0,5 \cdot (200 + 2 \cdot 15)} \cdot 2} = 13,108MPa \end{aligned} \quad (8.8)$$

Pro rovnici (8.8) byla hodnota modulu průřezu v ohybu ověřena pomocí programu Inventor.

$$\begin{aligned} \tau_{s-sh} &= \frac{F_{kpMAX\parallel}}{2 \cdot l_{s-s} \cdot a_{sh}} \\ \tau_{s-sh} &= \frac{3918,636}{2 \cdot 170 \cdot 15} = 0,768MPa \end{aligned} \quad (8.9)$$

Kdy redukované napětí (σ_{red-sh}) na svary se určí podle následující rovnice. Jelikož se uvažuje že svařování se provádí pomocí ručního svařování elektrickým obloukem, velikosti převodních součinitelů svarového spoje jsou $k_3 = 0,75$, $k_4 = 0,65$ [5] a součinitel tloušťky koutového svaru $\beta_{sh} = 1$ [5].

$$\begin{aligned} \sigma_{red-sh} &= \sqrt{\left(\frac{\sigma_{o-sh}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{s-sh}}{k_4}\right)^2} \\ \sigma_{red-sh} &= \sqrt{\left(\frac{13,108}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{0,768}{0,65}\right)^2} = 17,517MPa \end{aligned} \quad (8.10)$$

Bezpečnost (k_{sv-h}):

$$k_{sv-h} = \beta_{sh} \cdot \frac{R_{e11376}}{\sigma_{red-sh}} \quad (8.11)$$
$$k_{sv-h} = 1 \cdot \frac{196}{17,517} = 11,189$$

Bezpečnost k_{sv-h} je vysoko, je ovšem potřeba brát v úvahu že svar je zatěžován velkými rázy, a životnost tyče by neměla být ohrožena tímto svarem. V neposlední řadě je potřeba uvažovat, aby došlo k dobrému provaření nejen profilu, ale i plechu pro hlavu tyče.

9 Síly působící na tyč

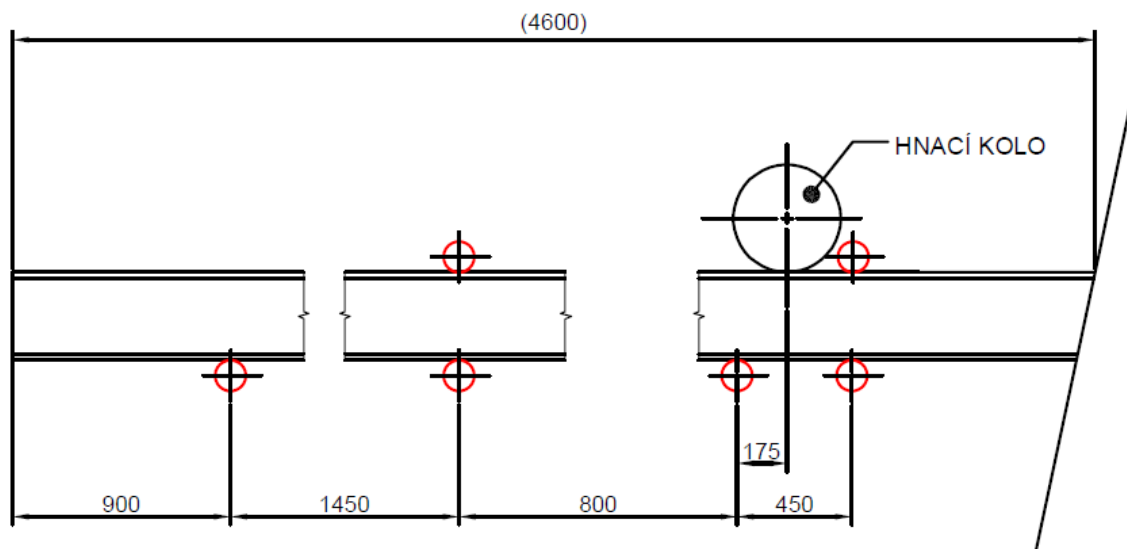
Na tyč působí v průběhu vytlačování několik sil, jedná se o radiální sílu vzniklou od hnacího ozubeného kola tyče (F_{rt}), který působí pod úhlem záběru standartního ozubeného kola (α_{n-oz}), dále hnací síla, a na straně hlavy moment vzniklý od tlačení (M_{h-tl}), a po celé délce tyče působí statické zatížení od váhy profilu HEB 200 $\rho_{HEB200} = 0,6N \cdot mm^{-1}$ [3]. Moment M_{h-tl} je vzniklý od reakce výtlačné síly, a působí na rameni $l_{h-tl} = 420mm$. Oproti těmto silám působí reakční síly od kladek vodících kozlíků. Jelikož se jedná o staticky neurčitý nosník, se čtyřmi reakcemi, je kvůli náročnosti výpočtu zvolen výpočtový program MITCALC. Zjednodušené analytické ověření výsledků je v příloze C, včetně detailních výsledků z programu MITCALC.

$$F_{rt} = k_b \cdot F_{kpMAX} \cdot \tan(\alpha_{n-oz}) \quad (9.1)$$

$$F_{rt} = 2,5 \cdot 7539,04 \cdot \tan(20) = 6859,965N$$

$$M_{h-tl} = k_b \cdot F_{kpMAX} \cdot l_{h-tl} \quad (9.2)$$

$$M_{h-tl} = 2,5 \cdot 7539,04 \cdot 0,42 = 7915,992Nm$$



Obr. 9.1 - Náčrt rozvržení kladek

Na Obr. 9.1 je možné vidět rozteč mezi kládkami, které budou umístěné ve vodících kozlících. Síly na kládky zleva jsou:

$$R_{k1} = 1323,63N \quad (9.3)$$

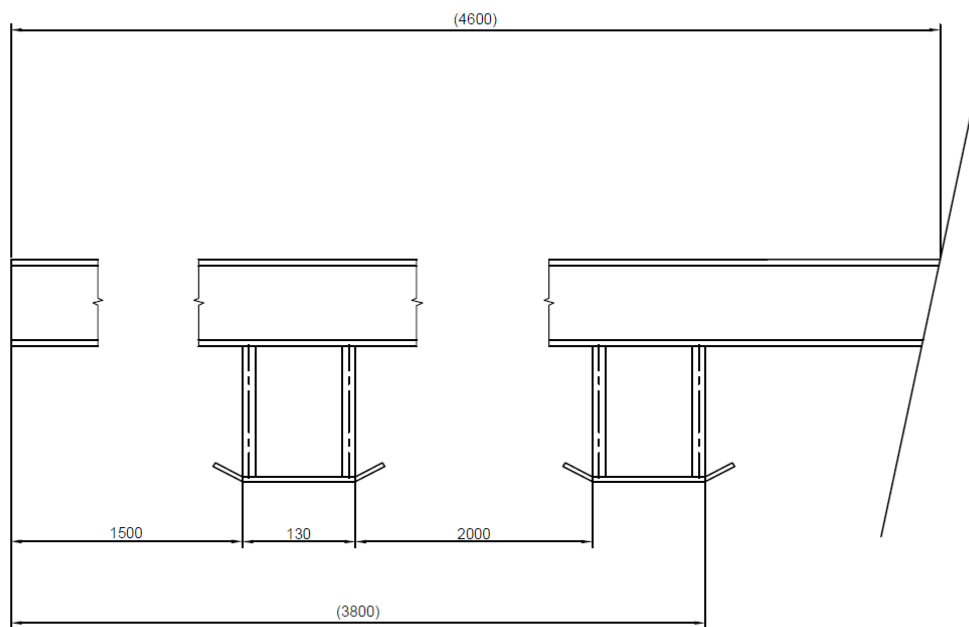
$$R_{k2} = -2131,56N \quad (9.4)$$

$$R_{k3} = 27735,83N \quad (9.5)$$

$$R_{k4} = -17307,94N \quad (9.6)$$

10 Návrh umístění podpěrných botek tyče

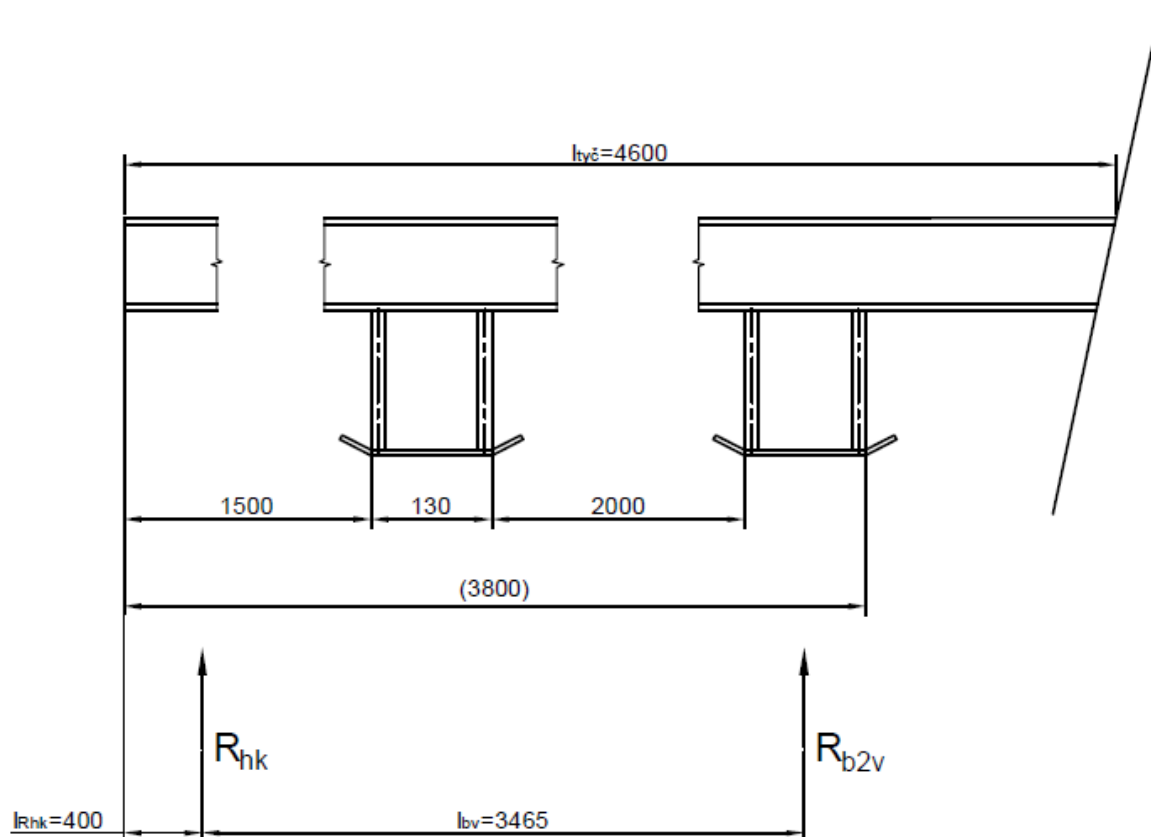
Protože tyč samotná je značně předimenzována, není potřeba vytvářet žádné podmínky pro vzdálenost botek v závislosti na namáhání tyče. Botky jsou tedy voleny následovně dle Obr. 10.1.



Obr. 10.1- Náčrt rozvržení botek

10.1 Síly přenášené botkami

Pro výpočet sil přenášených botkami, je díky malé vzdálenosti tyčí botek uvažováno, že jedna botka je rovna jedné reakci, ta až následně se symetricky rozdělí do tyčí. Při výpočtu sil na botky je uvažováno že ze strany vytlačovacího stroje je jediná vazba v místě hnacího kola, a síly jsou přenášené pouze botkou, která je nejdále pohonu [9]. Případné změny v silách na botky, které budou tvořeny zejména najížděním botek na malé části koksu, nebo nerovnosti ve dnu komory, budou zohledněny součinitelem $k_{bnez} = 1,75$. Pro kontrolu na namáhání botek je volena bezpečnost $k_{bot} = 1,75$.



Obr. 10.2 - Rozvržení reakcí v botkách při volně položené tyči

Rovnice rovnováhy pro Obr. 10.2, kdy R_{hk} je reakce v místě pastorku hřebene, a R_{b2v} reakce v místě botky nejbližší k hlavě výtlačné tyče:

$$\sum F_y = 0 = -\rho_{HEB200} \cdot l_{tyč} + R_{hk} + R_{b2v} \quad (10.1)$$

$$\sum M_{ohk} = 0 = \rho_{HEB200} \cdot \frac{l_{Rhk}^2}{2} - \rho_{HEB200} \cdot \frac{(l_{tyč} - l_{Rhk})^2}{2} + R_{b2v} \cdot l_{bv} \quad (10.2)$$

$$R_{b2v} = \frac{-\rho_{HEB200} \cdot \frac{l_{Rhk}^2}{2} + \rho_{HEB200} \cdot \frac{(l_{tyč} - l_{Rhk})^2}{2}}{l_{bv}} \quad (10.3)$$

$$R_{b2v} = \frac{-0,6 \cdot \frac{400^2}{2} + 0,6 \cdot \frac{(4600 - 400)^2}{2}}{3465} = 1513,42N$$

Při tření botek o dno komory vzniká odporová síla (F_{ob}), která vzniklá třením oceli o dinas (žáruvzdorné bílé zdivo) součinitel pro tření oceli a dinas je $f_{tb} = 0,5$.

$$F_{ob} = k_{bnez} \cdot R_{b2v} \cdot f_{tb} \quad (10.4)$$

$$F_{ob} = 1,75 \cdot 1513,42 \cdot 0,5 = 1324,243N$$

Třecí síly způsobují na rameni $l_{otb} = 320mm$ viz. Obr. 8.1 ohyb tyčí (M_{otb}), tento ohyb se rozprostře mezi počet tyčí (n_{tb}) použitých pro jednotlivé botky.

$$M_{otb} = \frac{F_{ob} \cdot l_{otb} \cdot k_{bot}}{n_{tb}} \quad (10.5)$$

$$M_{otb} = \frac{1324,243 \cdot 0,320 \cdot 1,75}{2} = 370,788Nm$$

Materiál tyčí pro botky je zvolen 11 375, průměr tyčí volím $d_{tb} = 30mm$ o délce 308 mm, tyto tyče je potřeba zkontrolovat na tlak, a ohyb.

$$\sigma_{tl-b} = \frac{4 \cdot R_{b2v} \cdot k_{bot} \cdot k_{bnez}}{n_{tb} \cdot (\pi \cdot d_{tb}^2)} \quad (10.6)$$

$$\sigma_{tl-b} = \frac{4 \cdot 1513,42 \cdot 1,75 \cdot 1,75}{2 \cdot (\pi \cdot 30^2)} = 3,278MPa$$

Protože platí že $\sigma_{tl-b1} \leq \sigma_{dov-t11375}$ a $\sigma_{tl-b2} \leq \sigma_{dov-t11375}$, tyče vyhovují namáhání na tlak. Pro dovolený ohyb platí $\sigma_{dov-oh} = 0,6 \div 0,75 \cdot Re[2]$, v rámci bezpečnosti je volen koeficient 0,6. Napětí v ohybu (σ_{obot}) musí splňovat podmínku $\sigma_{obot} \leq \sigma_{dov-oh11375}$.

$$\sigma_{dov-oh11375} = 0,6 \cdot R_{e11375} \quad (10.7)$$

$$\sigma_{dov-oh11375} = 0,6 \cdot 196 = 117,6MPa$$

$$\sigma_{obot} = \frac{32 \cdot M_{otb}}{\pi \cdot d_{tb}^3} \quad (10.8)$$

$$\sigma_{obot} = \frac{32 \cdot 370,788}{\pi \cdot 30^3} = 0,14MPa$$

Podmínka $\sigma_{obot} \leq \sigma_{dov-oh11375}$ je splněna, tedy tyče vyhovují.

10.2 Uchycení botek k tyči

Jelikož plechy lze ohýbat do tloušťky 12 mm [10], pro plech na spodu botky je zvolen plech o tloušťce 12 mm, z materiálu S235JRC+N o šířce 200mm, a délce 260mm, tento plech je na obou koncích ohnutý o 30°. Botky jsou k tyči ze spodu přivařeny obvodovými svary. Tyto svary jsou namáhány na tlak (σ_{tl-sb}), ohyb (σ_{oh-sb}), a smyk (τ_{sm-sb}). Stejně svary jako u přivaření botek k tyči, budou použity i pro spojení tyčí botek a plechu. Jako svar botek je volen koutový svar $a_{sv-b} = 10mm$. Následná bezpečnost svaru (k_{sv-b}), musí splňovat podmínku $k_{sv-b} \geq k_{bot}$.

$$\sigma_{oh-sb} = \frac{F_{ob} \cdot l_{otb} \cdot (d_{tb} + 2 \cdot a_{sv-b})}{n_{tb} \cdot ((d_{tb} + 2 \cdot a_{sv-b})^4 - d_{tb}^4)} \quad (10.9)$$

$$\sigma_{oh-sb} = \frac{1324,243 \cdot 320 \cdot (30 + 2 \cdot 10)}{2 \cdot ((30 + 2 \cdot 10)^4 - 30^4)} = 4,603MPa$$

$$\sigma_{tl-sb} = \frac{R_{b2v} \cdot k_{bnez}}{n_{tb} \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{d_{tb} + 2 \cdot a_{sv-b}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{tb}}{2} \right)^2 \right)} \quad (10.10)$$

$$\sigma_{tl-sb} = \frac{1513,42 \cdot 1,75}{2 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{30 + 2 \cdot 10}{2} \right)^2 - \left(\frac{30}{2} \right)^2 \right)} = 0,935MPa$$

$$\tau_{sm-sb} = \frac{F_{ob}}{n_{tb} \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{d_{tb} + 2 \cdot a_{sv-b}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{tb}}{2} \right)^2 \right)} \quad (10.11)$$

$$\tau_{sm-sb} = \frac{1324,243}{2 \cdot \pi \cdot \left(\left(\frac{30 + 2 \cdot 10}{2} \right)^2 - \left(\frac{30}{2} \right)^2 \right)} = 0,467MPa$$

$$\sigma_{red-sb} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{oh-sb} + \sigma_{tl-sb}}{k_3} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{sm-sb}}{k_4} \right)^2} \quad (10.12)$$

$$\sigma_{red-sb} = \sqrt{\left(\frac{4,603 + 0,935}{0,75} \right)^2 + \left(\frac{0,467}{0,65} \right)^2} = 7,419MPa$$

$$k_{sv-b} = \beta_{sh} \cdot \frac{R_{e11376}}{\sigma_{red-sb}} \quad (10.13)$$

$$k_{sv-b} = 1 \cdot \frac{196}{7,419} = 26,419$$

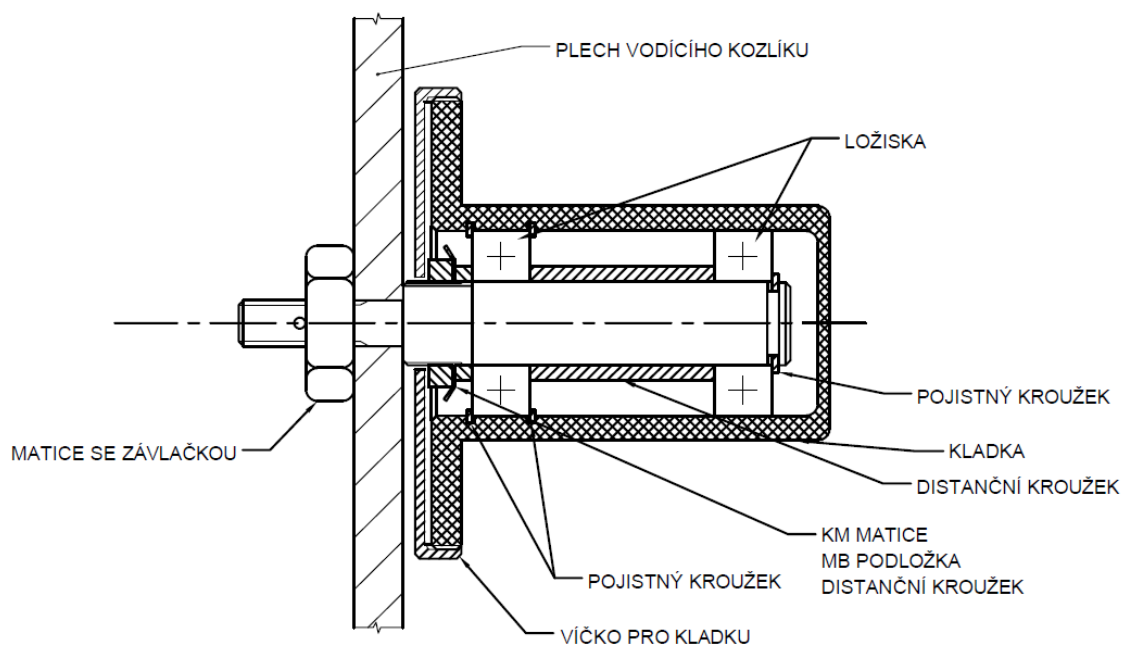
Jelikož bezpečnost svaru vyhovuje podmínke $k_{sv-b} \geq k_{bot}$, svar je vyhovující.

11 Návrh vodících kozlíků

Vodící kozlíky slouží k vedení výtlačné tyče skrze výtlačný stroj, pro hlavní rám vodících kozlíků volím laserový výpalek plechu o tloušťce $t_{plk} = 12\text{mm}$, který následně bude ohýbán do tvaru U. Po bocích tohoto rámu bude kolmo přivařen plech ze stejného polotovaru, o výšce 50 mm, který bude tvarem kopírovat hlavní ohýbaný plech. Tyto dva plechy budou sloužit jako případná zábrana proti krutu hlavního ohýbaného plechu.

11.1 Návrh kladky pod tyčí

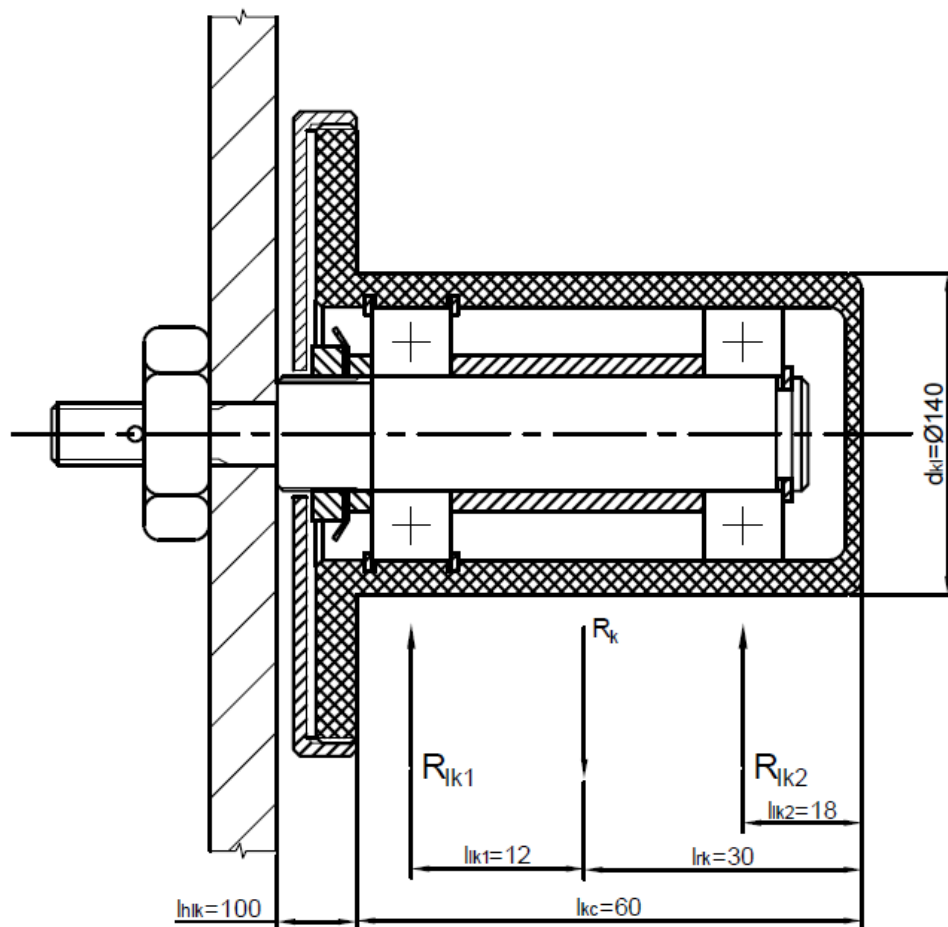
Kladka je oproti ostatním kusům výtlačné tyče vcelku složité zařízení. Z vnějšího pohledu ji skládá samotná kladka, čep se závitem a dírou pro závlačku, a víčko pro kladku. Víčko pro kladku nepřenáší žádné síly, je nalisováno na největším průměru kladky, a malý průměr víčka téměř dosedá na závít na kterém je korunová matice. Funkce víčka je pouze zamezit vniku nečistot do kladky. Uvnitř kladky se nachází korunová matice s MB podložkou, dva distanční kroužky, jeden hřídelový pojistný kroužek, jeden pojistný kroužek do díry, a dvě stejná kuličková ložiska. Celé schéma je na Obr. 11.1.



Obr. 11.1 - Schéma kladky

Kladky jsou ve vodících kozlících všechny stejné, proto z rovnic (9.3) až (9.6) je vybrána maximální síla (R_{k3}). Při zatěžování kladky je předpokládáno že síla (R_{k3}) působí

uprostřed kladky.



Obr. 11.2 - Místa působení sil na kladce

Aby bylo známo, zda ložiska je potřeba kontrolovat pouze staticky, nebo i dynamicky, je potřeba znát počet otáček ložiska za minutu (n_{lok}). Protože z každé strany kozlíku jsou dvě kladky (n_{kl}), síla R_{k3} se mezi ně rozloží, s koeficientem nesouměrného rozložení $k_{nerkl} = 1,2$.

$$n_{lok} = \frac{n_{pro} \cdot O_1}{d_{kl}} \quad (11.1)$$

$$n_{lok} = \frac{21,1 \cdot 549,779}{140} = 82,86 \text{ ot/min}$$

Protože $n_{lok} > 10$, je vyžadována i dynamická kontrola ložisek.

$$R_{lk2} = \frac{\frac{k_{nerkl} \cdot R_{k3}}{n_{kl}} \cdot l_{lk1}}{l_{lk1} + l_{rk} - l_{lk2}} \quad (11.2)$$

$$R_{lk2} = \frac{\frac{1,2 \cdot 27735,83}{2} \cdot 12}{12 + 30 - 18} = 8320,749N$$

$$R_{lk1} = \frac{k_{nerkl} \cdot R_{k3}}{n_{kl}} - R_{lk2} \quad (11.3)$$

$$R_{lk1} = \frac{1,2 \cdot 27735,83}{2} - 8320,749 = 8320,749N$$

Jako ložiska jsou zvolena ložiska 6013 od firmy SKF pro malý průměr 65 mm. Tabulkové data tohoto ložiska jsou v Tabulka 11.1.

Tabulka 11.1 - Tabulkové hodnoty ložiska 6013 [11]

Označení	Dynamická únosnos C_{6013}	Statická únosnost C_{0-6013}	Mezní únavové zatížení P_{u-6013}	Výpočtový součinitel k_{r-6013}	Výpočtový součinitel F_{0-6013}
	[kN]	[kN]	[kN]	[--]	[--]
6013	31,9	25	1,06	0,025	15,8

Minimální statickou bezpečnost ložiska (s_{0-6013}) volím 1,75 [5].

$$s_{0-6013} = \frac{C_{0-6013}}{R_{lk1}} \quad (11.4)$$

$$s_{0-6013} = \frac{25000}{8320,749} = 3$$

Jelikož $s_{0-6013} \geq 1,75$, staticky toto ložisko vyhovuje.

Základní trvanlivost ložiska ($L_{10-6013}$) (při 90% spolehlivosti) podle ISO 281:1990, kde p_b je exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s bodovým stykem.

$$L_{10-6013} = \left(\frac{C_{6013}}{R_{lk1}}\right)^{p_b} \quad (11.5)$$

$$L_{10-6013} = \left(\frac{31900}{8320,749}\right)^3 = 56,349 \text{ mil ot}$$

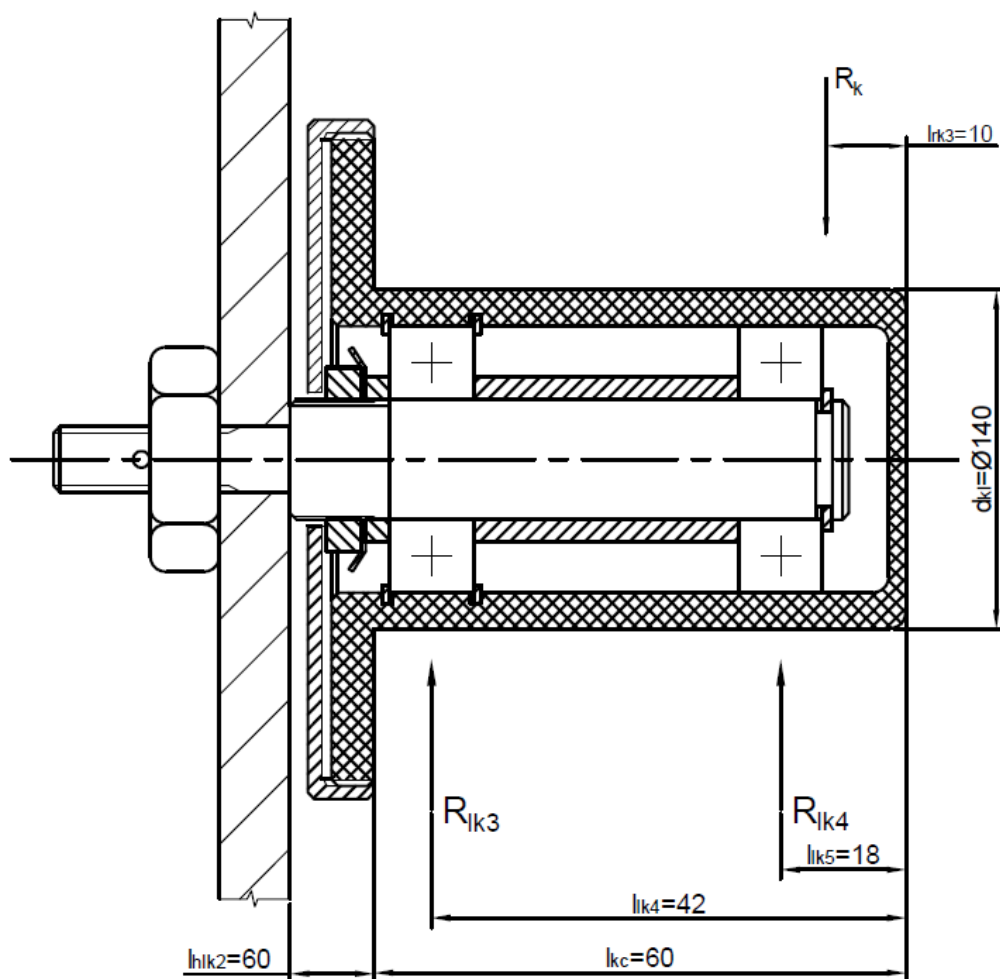
$$L_{10h-6013} = L_{10-6013} \cdot \frac{10^6}{n_{lok} \cdot 60} \quad (11.6)$$

$$L_{10h-6013} = 56,349 \cdot \frac{10^6}{82,86 \cdot 60} = 11334,178 \text{ hod}$$

Jelikož kladky jsou využívány na krátkou chvíli, asi pětkrát za hodinu, je životnost ložisek dostačující.

11.2 Návrh kladky na tyči

Tato kladka má stejné rozvržení jako kladka umístěná pod tyčí, rozdíl je v místě působení síly (R_{k4}). Tato síla působí na kladku velice krátký okamžik, protože je zatěžována především od momentu, který se tvoří na hlavě tyče při počátku tlačení. Při dalším pohybu tyče tento moment zaniká, a zátěž na ložiska je téměř nulová. Z tohoto důvodu je v této kladce nejdůležitější statická bezpečnost ložiska ($S_{02-6013}$).



Obr. 11.3 - Náčrt kladky umístěné na tyči

Největší síla na ložiska (R_{lk4}) vzniká díky síle R_{k4} , a bude působit v ložisku na konci čepu viz. Obr. 11.3.

$$R_{lk4} = \frac{\left| \frac{k_{nerkl} \cdot R_{k4}}{n_{kl}} \right| \cdot (l_{lk4} - l_{rk3})}{(l_{lk4} - l_{lk5})} \quad (11.7)$$

$$R_{lk4} = \frac{\left| \frac{1,2 \cdot (-17307,94)}{2} \right| \cdot (42 - 10)}{(42 - 18)} = 13846,352N$$

$$s_{02-6013} = \frac{C_{0-6013}}{R_{lk4}} \quad (11.8)$$

$$s_{02-6013} = \frac{25000}{13846,352} = 1,806$$

Jelikož $s_{02-6013} \geq 1,75$, staticky toto ložisko vyhovuje. Nyní je ještě možné vypočítat životnost ložiska, ovšem tato životnost nerespektuje skutečnost, protože síla na ložiska není konstantní, a zatížení ložisek je velice krátkodobé.

Základní trvanlivost ložiska ($L_{10-2-6013}$) (při 90% spolehlivosti) podle ISO 281:1990:

$$L_{10-2-6013} = \left(\frac{C_{6013}}{R_{lk4}} \right)^{p_b} \quad (11.9)$$

$$L_{10-2-6013} = \left(\frac{31900}{13846,352} \right)^3 = 12,228 \text{ mil ot}$$

$$L_{10h-2-6013} = L_{10-2-6013} \cdot \frac{10^6}{n_{lok} \cdot 60} \quad (11.10)$$

$$L_{10h-2-6013} = 12,228 \cdot \frac{10^6}{82,86 \cdot 60} = 2459,63 \text{ hod}$$

Tato životnost ovšem bude reálně vyšší.

11.3 Návrh čepu pro kladku pod tyčí

Jak je patrné z Obr. 11.1, čep je zajištěn pomocí matice se závlačkou. Samotný čep je tedy potřeba zkontrolovat na ohyb ($\sigma_{oh-\check{c}kl}$), a tah ($\sigma_{tah-\check{c}kl}$) který je způsobovaný osovou silou (F_{okl}), krut ($\tau_{kr-\check{s}k}$). Pro závit na čepu, je vybrán závit M48, který má jádro $d_{3M48} = 41,866mm$. Bezpečnost je volena $k_{bkl} = 1,7$.

$$\sigma_{oh-\check{c}kl} = \frac{32 \cdot \frac{k_{nerkl} \cdot R_{k3}}{n_{kl}} \cdot (l_{kc} - l_{lk2} + l_{hlk})}{\pi \cdot d_{3M48}^3} \quad (11.11)$$

$$\sigma_{oh-\check{c}kl} = \frac{32 \cdot \frac{1,2 \cdot 27735,83}{2} \cdot (60 - 18 + 100)}{\pi \cdot 41,866^3} = 328,017MPa$$

Pro výpočet osové síly ($F_{o\check{c}kl}$), která má udržet sílu R_{k3} , je potřeba znát úhel stoupání závitu (ψ_{M60}) a redukovaný třecí úhel (φ'_{M48}). Dále je potřeba znát utahovací moment ($M_{u\check{c}kl}$), pro osovou sílu. Závit M48 má stoupání $P_{M48} = 5mm$ a střední průměr $d_{2M48} = 44,752mm$.

$$\psi_{M48} = atan\left(\frac{P_{M48}}{\pi \cdot d_{2M48}}\right) \quad (11.12)$$

$$\psi_{M48} = \text{atan}\left(\frac{5}{\pi \cdot 44,752}\right) = 2,037^\circ$$

$$\varphi'_{M48} = \text{atan}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha_M}{2}\right)}\right) \quad (11.13)$$

$$\varphi'_{M48} = \text{atan}\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 9,826^\circ$$

$$F_{o\check{c}kl} = \frac{\frac{k_{nerkl} \cdot R_{k3}}{n_{kl}}}{f_o} \quad (11.14)$$

$$F_{o\check{c}kl} = \frac{\frac{1,2 \cdot 27735,83}{2}}{0,15} = 110943,32N$$

$$\sigma_{tah-\check{c}kl} = \frac{F_{o\check{c}kl}}{\pi \cdot \left(\frac{d_{3M48}}{2}\right)^2} \quad (11.15)$$

$$\sigma_{tah-\check{c}kl} = \frac{110943,32}{\pi \cdot \left(\frac{41,866}{2}\right)^2} = 80,591MPa$$

$$M_{u\check{c}kl} = F_{o\check{c}kl} \cdot \tan(\varphi'_{M48} + \psi_{M48}) \cdot \frac{d_{2M48}}{2} \quad (11.16)$$

$$M_{u\check{c}kl} = 110943,32 \cdot \tan(9,826 + 2,037) \cdot \frac{44,752}{2} = 521463,931Nmm$$

$$\tau_{kr-\check{s}k} = \frac{M_{u\check{c}kl}}{\frac{\pi \cdot d_{3M48}^3}{16}} \quad (11.17)$$

$$\tau_{kr-\check{s}k} = \frac{521463,931}{\frac{\pi \cdot 41,866^3}{16}} = 36,192MPa$$

$$\sigma_{red\check{s}k} = \sqrt{(\sigma_{tah-\check{c}kl} + \sigma_{oh-\check{c}kl})^2 + 4 \cdot \tau_{kr-\check{s}k}^2} \quad (11.18)$$

$$\sigma_{red\check{s}k} = \sqrt{(80,591 + 328,017)^2 + 4 \cdot 36,192^2} = 414,97MPa$$

Jako materiál čepu je zvolen materiál 14 341.7 s mezí pevnosti $R_{e\ 14341} = 715\text{MPa}$ [1].

$$\frac{R_{e\ 14220}}{\sigma_{redšk}} \leq k_{bkl} \quad (11.19)$$

$$\frac{R_{e\ 14341}}{\sigma_{redšk}} = \frac{715}{414,97} = 1,723$$

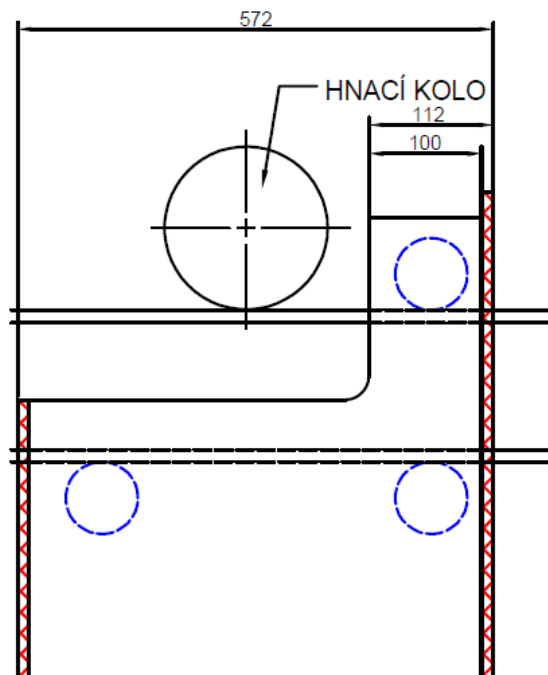
Podmínka bezpečnosti z rovnice (11.19) je splněna.

11.4 Návrh čepu pro kladku na tyči

Na tomto čepu je kladka stejná jako pod tyčí, rozdíl je v čepu, který je o 40 mm kratší viz. Obr. 11.3, z důvodu malého prostoru na vrchní straně tyče. Z důvodu menšího ramena v ohybu čepu, a síly, působí na čep menší ohybový moment. Dá se tedy vycházet ze stejných sil které jsou na čepu umístěného pod tyčí, tedy že čep vyhovuje.

11.5 Návrh rámu kozlíku

Hlavní plech, který je ohnutý do tvaru U, jak je detailně popsáno v předmluvě kapitoly, je namáhán na tlak (σ_{tl-kl}). Šířka tohoto plechu je 150mm. Tvar plechu je jiný pouze u kladek okolo hnacího kola, tloušťka plechu zde zůstává stejná. Návrh se základními rozměry kozlíku je na Obr. 11.4, přivařené plechy na kozlíku znázorňují červené šrafy, a kladky jsou znázorněny modrou barvou. Přivařený plech zde zastává i funkci ochrany hnacího kola před koksem, který mohl spadnout na ozubený hřeben.



Obr. 11.4 - Návrh plechu kozlíku

Tento plech je potřeba zkontrolovat na tlak (σ_{tl-kl}), největší síla působí na kozlík, který je v místě hnacího kola. Zde také bude působit největší síla na kozlíky, v poměru k ploše plechu a síly R_{k4} . Minimální šířka nosného plechu je $l_{minšpk} = 100mm$. Materiál plechu je S235JR.

$$\sigma_{tl-kl} = \frac{R_{k4}}{l_{minšpk} \cdot t_{plk}} \quad (11.20)$$

$$\sigma_{tl-kl} = \frac{|-17307,94|}{100 \cdot 12} = 14,423MPa$$

Pro výpočet dovoleného tlaku lze vycházet z rovnice (6.2).

$$\sigma_{dtl-ohS235JR} = 0,45 \cdot R_{eS235JR} \quad (11.21)$$

$$\sigma_{dtl-ohS235JR} = 0,45 \cdot 235 = 105,75MPa$$

$$k_{bkl} \leq \frac{\sigma_{dtl-ohS235JR}}{\sigma_{tl-kl}} = \frac{105,75}{14,423} = 7,332 \quad (11.22)$$

Podmínka bezpečnosti z rovnice (11.22) je splněna.

12 Návrh hřídele

Pro hřídel motoru je vybrán materiál 16 341.8 s mezí kluzu $R_{e16341} = 1222 \text{ MPa}$ [1], je předpokládáno že uvnitř převlodové skříně je čelní ozubení s přímými zuby. Pro dovolené namáhání v krutu platí $\tau_{dov-kr} = 0,577 \cdot Re$ [2]. Hlavní rozměr při dimenzování hřídele je minimální průměr hřídele (d_{Hmin}).

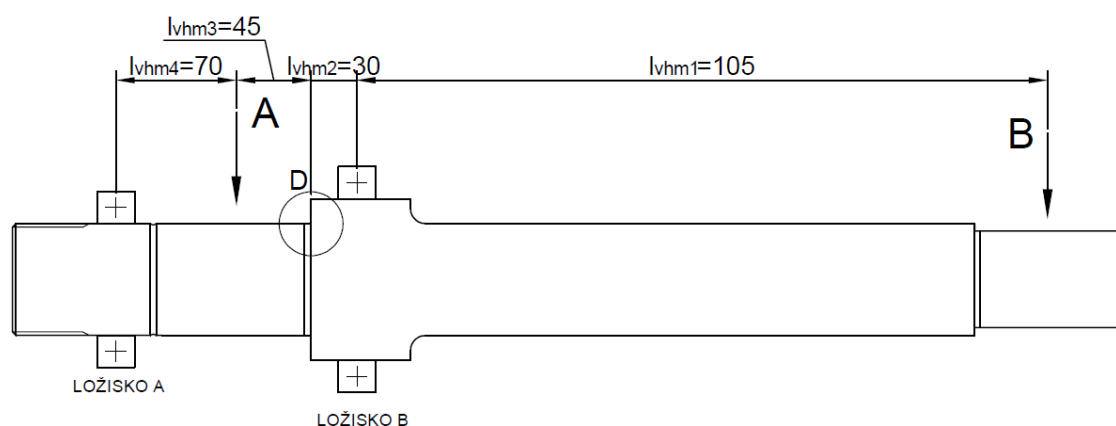
$$\tau_{dov-kr16341} = 0,577 \cdot R_{e16341} \quad (12.1)$$

$$\tau_{dov-kr16341} = 0,577 \cdot 1222 = 705,094 \text{ MPa}$$

$$d_{Hmin} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_a \cdot M_{pro}}{\pi \cdot \tau_{dov-kr16341}}} \quad (12.2)$$

$$d_{Hmin} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,75 \cdot 1568}{\pi \cdot 705,094}} = 22,457 \text{ mm}$$

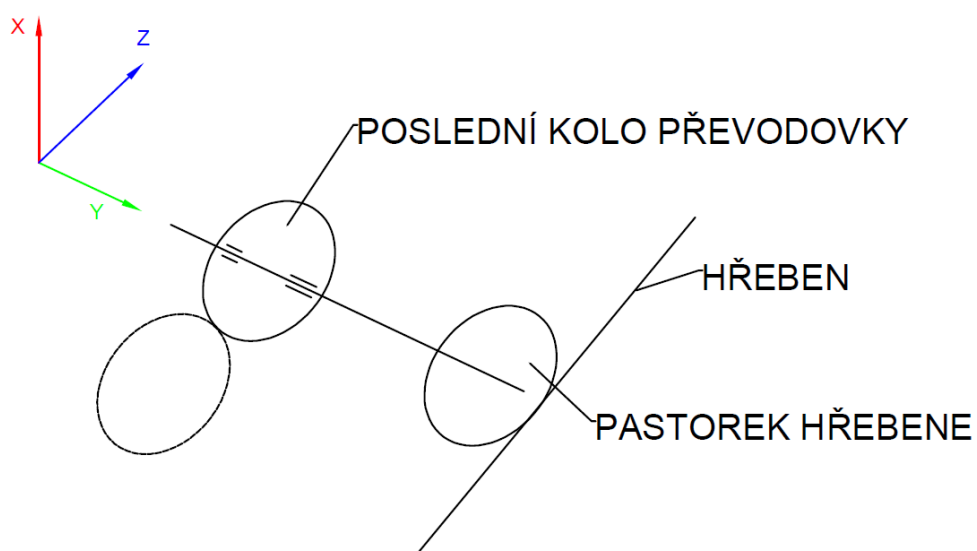
Jako základní jádro hřídele volím 30 mm.



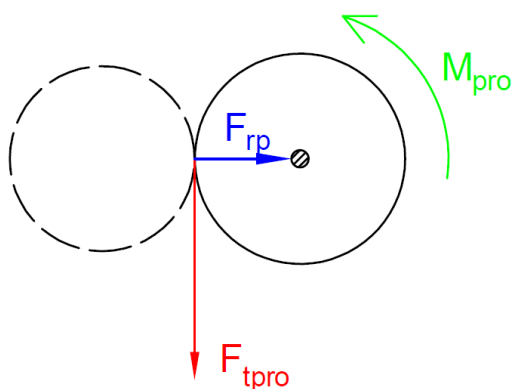
Obr. 12.1 - Rozložení sil na hřídeli

Tabulka 12.1 - míry na hřídeli

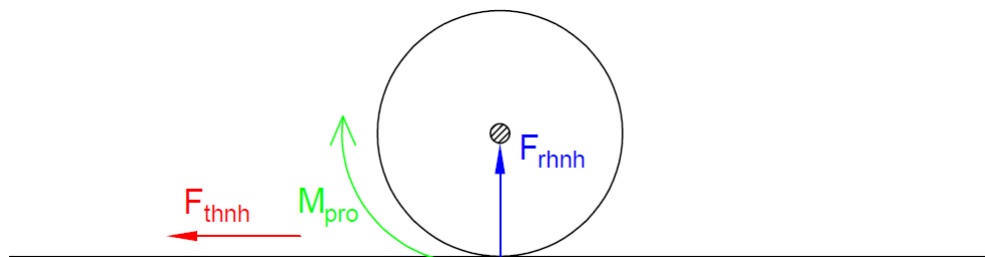
$L_{vhm1} = 105mm$	Vzdálenost od středu hnacího kola hřebene, k ložisku B
$L_{vhm2} = 30mm$	Vzdálenost od ložiska B k vrubu D
$L_{vhm3} = 45mm$	Vzdálenost od vrubu D ke středu hnacího kola hřídele
$L_{vhm4} = 70mm$	Vzdálenost od středu hnacího kola hřídele, k ložisku A



Obr. 12.2 - Schéma uspořádání kol na výstupní hřídeli převodovky



Obr. 12.3 - Síly působící na hřídel uvnitř převodovky při tlačení koksu



Obr. 12.4 - Síly působící na hřídel od hnacího kola hřebene

12.1 Síly v rovině x-y

Vstupní moment na hřídeli je v místě A, v tomto místě vzniká v rovině x-y kroutící moment M_{pro} , radiální síla od hnacího kola hřebene (F_{rhnh}) a hnací síla (F_{tpro}), kdy předpokládána velikost roztečné kružnice kola v místě A je $d_{pro} = 240mm$.

$$F_{tpro} = \frac{2 \cdot M_{pro}}{d_{pro}} \quad (12.3)$$

$$F_{tpro} = \frac{2 \cdot 1568}{240} = 13066,667N$$

$$F_{rhnh} = \left(\frac{2 \cdot M_{pro}}{d_1} \right) \cdot \tan(\alpha_{n-oz}) \quad (12.4)$$

$$F_{rhnh} = \left(\frac{2 \cdot 1568}{175} \right) \cdot \tan(20) = 6522,347N$$

Tyto síly vytváří v ložiskách reakce R_{xyA} a R_{xyB} , kdy nejmenší reakce v ložisku B bude při sunutí koksu. Tento způsob výpočtu sil je volen z důvodu hledání maximálního ohybu pro kritické místo D od radiální síly hnacího kola hřebene. Protože reakce v Ložisku B bude směřovat opačným směrem, než je směr působení radiální síly F_{rhnh} , tím snižuje ohybový moment (protisměrné síly).

$$\sum F_y = 0 = -F_{tpro} + F_{rhnh} + R_{xyA} + R_{xyB} \quad (12.5)$$

$$\sum M_{oxyA} = 0 = F_{rhnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) + R_{xyB} \cdot (L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) - F_{tpro} \cdot L_{vhm4} \quad (12.6)$$

$$R_{xyB} = \frac{-F_{rhnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) + F_{tpro} \cdot L_{vhm4}}{L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}} \quad (12.7)$$

$$R_{xyB} = \frac{-6522,347 \cdot (105 + 30 + 45 + 70) + 13066,667 \cdot 70}{30 + 45 + 70} = -4937,38N$$

$$R_{xyA} = F_{tpro} - F_{rhnh} - R_{xyB} \quad (12.8)$$

$$R_{xyA} = 13066,667 - 6522,347 + 4937,38 = 11481,7N$$

Ohybový moment v rovině x-y (M_{oxy-D}) ke kritickému místu D.

$$M_{oxy-D} = F_{rhnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2}) + R_{xyB} \cdot L_{vhm2} \quad (12.9)$$

$$\begin{aligned} M_{oxy-D} &= 6522,347 \cdot (0,105 + 0,03) - 4937,38 \cdot 0,03 \\ &= 732,395Nm \end{aligned}$$

12.2 Síly v rovině y-z

Na výstupním kole působí na hřídel hnací síla (F_{thnh}) v místě B, radiální síla kola uvnitř převodové skříně (F_{rp}) v místě A.

$$F_{thnh} = \frac{2 \cdot M_{pro}}{d_1} \quad (12.10)$$

$$F_{thnh} = \frac{2 \cdot 1568}{175} = 17920N$$

$$F_{rp} = \left(\frac{2 \cdot M_{pro}}{d_{pro}} \right) \cdot \tan(\alpha_{n-oz}) \quad (12.11)$$

$$F_{rp} = \left(\frac{2 \cdot 1568}{240} \right) \cdot \tan(20) = 4755,878N$$

Tyto síly vytváří v ložiskách reakce R_{yzA} a R_{yzB} .

$$\sum F_z = 0 = -F_{thnh} + F_{rp} + R_{yzA} + R_{yzB} \quad (12.12)$$

$$\sum M_{oyzA} = 0 = -F_{thnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) \quad (12.13)$$

$$+ R_{yzB} \cdot (L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) + F_{rp} \cdot L_{vhm4}$$

$$R_{yzB} = \frac{F_{thnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) - F_{rp} \cdot L_{vhm4}}{L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}} \quad (12.14)$$

$$\begin{aligned} R_{yzB} &= \frac{17920 \cdot (105 + 30 + 45 + 70) - 4755,878 \cdot 70}{30 + 45 + 70} \\ &= 28600,611N \end{aligned}$$

$$R_{yzA} = F_{rp} - F_{thnh} + R_{yzB} \quad (12.15)$$

$$R_{yzA} = 4755,878 - 17920 + 28600,611 = 15436,489N$$

Ohybový moment v rovině y-z (M_{oyz-D}) ke kritickému místu D.

$$M_{oyz-D} = F_{thnh} \cdot (L_{vhm1} + L_{vhm2} + L_{vhm3} + L_{vhm4}) - R_{yzA} \cdot L_{vhm2} \quad (12.16)$$

$$M_{oyz-D} = 17920 \cdot (0,105 + 0,03 + 0,045 + 0,07) - 15436,489 \cdot 0,03 = 4016,905 Nm$$

12.3 Statická kontrola

Kritické místo namáhání na hřídeli je v místě D, pro toto místo je potřeba provést kontrolu namáhání redukovaným napětím (σ_{redD}), vznikajícím ohybem (σ_{osd}) od výsledného momentu M_{o-D} , a krutem τ_{smD} . Mez kluzu materiálu 16 341.8 je $R_{e16341} = 1222 MPa$ [1].

$$M_{o-D} = \sqrt{(M_{oyz-D} \cdot K_a)^2 + (M_{oxy-D} \cdot K_a)^2} \quad (12.17)$$

$$M_{o-D} = \sqrt{(4016,905 \cdot 1,75)^2 + (732,395 \cdot 1,75)^2} = 7145,473 Nm$$

$$\tau_{kmD} = \frac{16 \cdot K_a \cdot M_{pro}}{\pi \cdot d_D^3} \cdot \alpha_{kmD} \quad (12.18)$$

$$\tau_{kmD} = \frac{16 \cdot 1,75 \cdot 1568}{\pi \cdot 0,0694^3} \cdot 1,9 = 79,438 MPa$$

Kde:

d_D Průměr hřídele v místě D
 α_{kmD} Tvarový součinitel pro krut [12]

Součinitel statické bezpečnosti v krutu v místě D:

$$k_{kr-D} = \frac{\tau_{dov-kr16341}}{\tau_{kmD}} \quad (12.19)$$

$$k_{kr-D} = \frac{705,094}{79,438} = 8,876$$

$$\sigma_{osd} = \frac{32 \cdot M_{o-D}}{\pi \cdot d_D^3} \cdot \alpha_D \quad (12.20)$$

$$\sigma_{osd} = \frac{32 \cdot 7145,473}{\pi \cdot 0,0694^3} \cdot 2,2 = 479,044 MPa$$

$$\sigma_{redsD} = \sqrt{\sigma_{osd}^2 + 4 \cdot \tau_{kmD}^2} \quad (12.21)$$

$$\sigma_{redsD} = \sqrt{479,044^2 + 4 \cdot 79,438^2} = 504,703 MPa$$

Výsledná statická bezpečnost pro místo D:

$$k_{sD} = \frac{R_{e16341}}{\sigma_{redsD}} \quad (12.22)$$

$$k_{sD} = \frac{1222}{504,703} = 2,421$$

Lze konstatovat, že hřídel vyhovuje statické kontrole.

12.4 Dynamická kontrola

Vrubový součinitel β_D podle Neubergera [12]:

$$\beta_D = 1 + \frac{\alpha_D - 1}{1 + \sqrt{\frac{A_{16}}{\rho_D}}} \quad (12.23)$$

$$\beta_D = 1 + \frac{2,2 - 1}{1 + \sqrt{\frac{0,09}{0,8}}} = 1,899$$

Kde:

α_D	Součinitel tvaru v ohybu v místě D [13]
A_{16}	Vrubová citlivost pro 16 341,8 [13]
ρ_D	Poloměr vrubu

Pro výpočet dovoleného napětí v ohybu (pro hladký vzorek) pro vrub v místě D volím $0,75 \cdot R_{e16341}$ [2].

$$\sigma_{dov-oh-vr} = 0,75 \cdot R_{e16341} \quad (12.24)$$

$$\sigma_{dov-oh-vr} = 0,75 \cdot 1222 = 916,5 Pa$$

Dovolené napětí pro ohyb v místě vrubu:

$$\sigma^D_{dov-oh16341} = \sigma_{dov-oh-vr} \cdot \frac{\varepsilon_{vD} \cdot \eta_{pD}}{\beta_D} \quad (12.25)$$

$$\sigma_{dov-oh16341}^D = 916,5 \cdot \frac{0,75 \cdot 0,89}{1,899} = 322,151 MPa$$

Kde:

$\varepsilon_{vD} \dots \dots \dots$ Součinitel velikosti [13]

$\eta_{pD} \dots \dots \dots$ Součinitel Jakosti povrchu pro Ra 0,8 [13]

Amplituda napětí (σ_{aoD}) v místě D:

$$\sigma_{aoD} = \frac{32 \cdot M_{o-D}}{\pi \cdot d_D^3} \quad (12.26)$$

$$\sigma_{aoD} = \frac{32 \cdot 7145,473}{\pi \cdot 0,0694^3} = 217,747 MPa$$

Bezpečnost v ohybu v místě D:

$$k_{boD} = \frac{\sigma_{dov-oh16341}^D}{\sigma_{aoD}} \quad (12.27)$$

$$k_{boD} = \frac{322,151}{217,747} = 1,48$$

R_e/R_m	0,45 ÷ 0,55	0,55 ÷ 0,70	0,70 ÷ 0,90	odlitky
$k_{\sigma}, (k_K)$	1,2 ÷ 1,5	1,4 ÷ 1,8	1,7 ÷ 2,2	1,6 ÷ 2,5

Obr. 12.5 - Volba bezpečnosti

Zdroj: Části a mechanismy strojů II Hřídele, tribologie, ložiska [12]

Pro volbu bezpečnosti ($k_{bD}=1,45$) byl použita pevnost v tahu pro ocel 16 341.8, která je po konzultaci s technologem zušlechtěna na $R_{m16341} = 1800 MPa$. Bezpečnost byla zvolena dle Obr. 12.5

$$k_{bD} \leq \frac{k_{boD} \cdot k_{kr-D}}{\sqrt{k_{boD}^2 + k_{kr-D}^2}} \quad (12.28)$$

$$k_{bD} \leq \frac{1,48 \cdot 8,876}{\sqrt{1,48^2 + 8,876^2}}$$

$$1,45 \leq 1,46$$

12.5 Přenos momentu evolventním drážkováním

Pro přenos momentu z hřídele na hnací kolo hřebene volím evolventní drážkování s plochým dnem, středěné na boky zubů, a to zejména díky jeho krátké zástavbové délce, oproti jiným způsobům přenosu momentu z hřídele na náboj. Toto evolventní drážkování pro průměr hřídele 50mm, má modul 1,25mm, počet zubů $z_{50x1,25} = 38$, velký průměr v místě drážkování na hřídeli je $D_{50x1,25} = 49,75mm$, a malý průměr je $d_{50x1,25} = 47mm$. Pro kontrolní výpočet evolventního drážkování, je potřeba znát střední průměr drážkování ($d_{s50x1,25}$), společnou výšku stykové plochy ($h_{50x1,25}$), a tlak mezi drážkami ($p_{ED50x1,25}$). Pro výpočet slouží relativní funkční počet drážek ($\varphi_{50x1,25}$), tato veličina se volí v rozmezí 0,4 až 1 [13], proto volím $\varphi_{50x1,25} = 0,7$, a společnou šířku stykové plochy volím $b_{50x1,25} = 20mm$. Pro výpočet dovoleného tlaku ($\sigma_{pd16341}$) materiálu 16 341.8 je použit vztah z rovnice (6.2). Jako koeficient bezpečnosti přenosu momentu evolventním drážkováním je volena bezpečnost $k_{ED} = 1,75$.

$$d_{s50x1,25} = \frac{D_{50x1,25} + d_{50x1,25}}{2} \quad (12.29)$$

$$d_{s50x1,25} = \frac{49,75 + 47}{2} = 48,375mm$$

$$h_{50x1,25} = \frac{D_{50x1,25} - d_{50x1,25}}{2} \quad (12.30)$$

$$h_{50x1,25} = \frac{49,75 - 47}{2} = 1,375mm$$

$$p_{ED50x1,25} = \frac{2 \cdot K_a \cdot M_{pro}}{d_{s50x1,25} \cdot z_{50x1,25} \cdot \varphi_{50x1,25} \cdot h_{50x1,25} \cdot b_{50x1,25}} \quad (12.31)$$

$$p_{ED50x1,25} = \frac{2 \cdot 1,75 \cdot 1568}{48,375 \cdot 38 \cdot 0,7 \cdot 1,375 \cdot 20} = 155,088MPa$$

$$\sigma_{pd16341} = 0,45 \cdot R_{e14341} \quad (12.32)$$

$$\sigma_{pd16341} = 0,45 \cdot 1222 = 549,9MPa$$

$$\frac{\sigma_{pd16341}}{p_{ED50x1,25}} \geq k_{ED} \quad (12.33)$$

$$\frac{549,9}{155,088} \geq 1,75$$

$$3,546 \geq 1,75$$

Podmínka bezpečnosti je splněna, lze tedy konstatovat, že evolventní drážkování vyhovuje.

12.6 Přenos momentu nalisováním

Pro přenos kroutícího momentu uvnitř převodovky (z ozubeného kola na výstupní hřídel) volím nalisování. V tomto případě má náboj toleranční pole H7, která má pro průměr 70 horní mezní úchylku $ES_{nab} = 0,03mm$, a dopočítává se toleranční pole samotného hřídele. Pro délku nalisování volím $l_{nh} = 85mm$, a vnější průměr náboje volím odhadem $d_{vpn} = 120mm$. Tento postup vychází z minimálního tlaku mezi nábojem a hřídelem (p_{min-na}), minimálního přesahu (Δd_{1h-na}), a minimální úchylky hřídele (e_{min-hr}). Jako bezpečnost nalisování je volena $k_{na-h} = 2$. Průměr hřídele v místě nalisování je $d_{1h-na} = 70mm$.

$$p_{min-na} = \frac{2 \cdot k_{na-h} \cdot K_a \cdot M_{pro}}{\pi \cdot d_{1h-na}^2 \cdot l_{nh} \cdot f_o} \quad (12.34)$$

$$p_{min-na} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 1,75 \cdot 1568}{\pi \cdot 70^2 \cdot 85 \cdot 0,15} = 55,923MPa$$

$$\Delta d_{1h-na} = p_{min-na} \cdot d_{1h-na} \cdot \frac{\frac{d_{vpn}^2 + d_{1h-na}^2}{d_{vpn}^2 - d_{1h-na}^2} + 1}{E} \quad (12.35)$$

$$\Delta d_{1h-na} = 55,923 \cdot 70 \cdot \frac{\frac{120^2 + 70^2}{120^2 - 70^2} + 1}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0565mm$$

$$e_{min-hr} = ES_{nab} + \Delta d_{1h-na} \quad (12.36)$$

$$e_{min-hr} = 0,03 + 0,0565 = 0,0865mm$$

Pro tuto mezní úchylku hřídele odpovídá toleranční pole u6, bude se jednat o lisování za tepla, a to z důvodu relativně velkého přesahu a minimální ztráty přesahu při montáži. Z důvodu nalisování za tepla, a velkého přesahu není zapotřebí provádět přepočít tlaku, který zaznamená ztrátu přesahu vlivem montáže.

Pro zvolené nalisování, je zapotřebí provést pevnostní kontrolu. V tomto případě volím pevnostní kontrolu dle dostupné literatury [5], pro niž dostanu podmínku dle rovnice (12.38). Toleranční pole u6 má maximální přesah $d_{1skMAXu6} = 0,121mm$. Tato veličina slouží pro výpočet maximálního skutečného tlaku (p_{skMAX}), pro statickou bezpečnost volím $k_{sttl} = 2$.

$$p_{skMAX} = \frac{d_{1skMAXu6} \cdot E}{d_{1h-na} \cdot \left(\frac{d_{vpn}^2 + d_{1h-na}^2}{d_{vpn}^2 - d_{1h-na}^2} + 1 \right)} \quad (12.37)$$

$$p_{skMAX} = \frac{0,121 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{70 \cdot \left(\frac{120^2 + 70^2}{120^2 - 70^2} + 1 \right)} = 119,74MPa$$

$$p_{skMAX} \leq \frac{R_{e16341}}{k_{sttl}} \quad (12.38)$$

$$119,74 \leq \frac{1222}{2}$$

$$119,74 \leq 611$$

Pevnostní podmínka pro hřídel je splněna, tudíž lze konstatovat že nalisování vyhovuje.

13 Stolička pro motor

Kvůli optimální poloze hnacího kola hřebene, není motor přímou součástí vodících kozlíku. Motor je usazen na stoličku, která je tvořena plechem o tloušťce 5 mm a počtem „nožiček“ $i_{noz} = 3$ z čtvercového profilu s délkou strany $l_{pro-n} = 40mm$ o tloušťce stěny 3mm, a materiálu S235JRH s mezí kluzu $R_{enoh} = 235MPa$ [16]. Část plechu doléhající na kozlík, je ke kozlíku při finální montáži přivařen (viz. sestavný výkres), tento svar se nepovažuje za nosný. Tyto nohy se dají případně zkracovat na přání zákazníka. Nohy jsou zajištěny proti případnému krutu navařením ploché tyče o rozměrech 20x5mm. Plech je laserový výpalek (z důvodu příznivé ceny obrábění), ve kterém jsou umístěny díry pro šrouby, které drží motor na daném místě. Ze spodu je plech přivařen k nohám pomocí obvodových svarů. Velikost těchto svarů volím $a_{nsm} = 3mm$, tyto svary se musí zkontrolovat pro tlak. Zatížení stoličky je od váhy motoru ($m_{mot} = 149kg$), (viz. příloha A). Při výpočtech je uvažováno s nerovnoměrným rozložením váhy na svary, tento koeficient je zvolen jako $n_{nero-m} = 1,2$. Bezpečnost je volena $k_{bez-n} = 1,75$.

Síla působící na jeden svar:

$$F_{sv-n} = \frac{m_{mot} \cdot g \cdot n_{nero-m}}{i_{noz}} = \frac{149 \cdot 9,81 \cdot 1,2}{3} = 584,676N \quad (13.1)$$

Napětí na jeden svar:

$$\sigma_{sv-n} = \frac{F_{sv-n}}{(l_{pro-n} + 2 \cdot a_{nsm})^2 - l_{pro-n}^2} = \frac{584,676}{(40 + 2 \cdot 3)^2 - 40^2} = 1,133MPa \quad (13.2)$$

Toto napětí musí splňovat podmínku:

$$\sigma_{sv-n} \leq k_3 \cdot \frac{R_{enoh}}{k_{bez-n}} \quad (13.3)$$
$$1,133 \leq 0,75 \cdot \frac{235}{1,75} = 100,714$$

Podmínka z rovnice (13.3) je splněna s dostatečnou rezervou, lze tedy konstatovat že stolička vydrží i případné frekvence motoru, a další vnější vlivy.

14 Závěr

Cílem této bakalářské práce je návrh tlačné stanice výtlačného stroje koksárenské baterie, a jejích komponent. Nejprve došlo k základnímu výpočtu sil, potřebných pro vytlačení koksu. V další části došlo k volbě modulu ozubení, a elektro-převodovky, kontrole samotného ozubení. Pro samotnou tyč byl zvolen profil HEB 200, který byl zkontrolován především na vzpěr. Do tohoto profilu jsou vyvrtány díry pro šrouby dle ČSN EN 1993-1-1, tyto šrouby drží ozubený hřeben umístěn na tyči. Jako hlava tyče je použit plech řezaný směsí kyslíku a acetylénu, a následně přivařen k tyči pod úhlem 12° . Důvod tohoto sklonu je zamezení přepadávání koksu při tlačení. V další části je návrh botek, které při tlačení podpírají tyč, aby nedocházelo k přílišným deformacím tyče. Zároveň došlo k návrhu vodících kozlíků, včetně kladek, které vedou tyč uvnitř výtlačného stroje. Poslední část práce se zabývá návrhem hřídele, a její statickou a dynamickou kontrolou, a následně také návrh stoličky pro umístění motoru.

Pro účely takto malého koksového hranolu, bylo zjištěno že je dostačující, aby tyč byla vyrobena z běžně používaných konstrukčních profilů, a hřeben byl na tyči namontován pomocí šroubů. Ovšem v případě větších koksových hranolů (tedy i větší potřebné výtlačné síly), by možnost uchycení ozubeného hřebene pomocí šroubů byla spíše nereálná. Pokud bychom uvažovaly už o výrazně větších koksovnách, bylo by už na místě výtlačnou tyč řešit pomocí odlitků, a navařeného ozubeného hřebene. Tyto změny by byly vhodné především z důvodu malé šířky hranolů (tedy i komory), v kombinaci s velkými výtlačnými silami.

Během práce byly problémy zejména kvůli staticky neurčitým úlohám, které se naskytly například při řešení sil, přenášných pomocí kladek. Zbytek práce probíhal bez výrazných problémů.

Seznam použité literatury

- [1] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o.. *Hutní materiál – Pardubice, Chrudim* | T-PROM s.r.o. [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 04.03.2020]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [2] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] Profil HEB válcovaný za tepla, DIN 1025-2,|HEB|200. Feron online - Vítejte [online]. Copyright © 2017 Feron a.s. [cit. 07.03.2020]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/25474/profil-heb-valcovany-za-tepla-din-1025-2-heb-200>
- [4] NORD - Koupit převodovky, převodové motory, měniče frekvence, decentrální pohonnou techniku firmy NORD. Copyright © 2015 NORD Drivesystems [cit. 07.03.2020]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/cz/mynord/product_selection/product_configurator/cp_product_configurator.jsp#/configurator/89cade63-03af-4293-88b4-b19f12ee037c
- [5] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro 2. ročník bakalářského studia*. [online]. 2015 [cit. 07.03.2020]. Dostupné z: http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/442715/mod_resource/content/2/E-PDF.pdf
- [6] BUREŠ, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. [online]. 2006 [cit 07.03.2020]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [7] ČSN 01 4682. Ozubené převody čelní, lícování.. Praha: Český normalizační úřad, 1980, 72 s. Třídící znak 014682.
- [8] Ocelové plechy válcované za tepla | Nypro. Hutní materiál nakoupíte nejlépe z velkoobchodu | NYPRO [online]. Dostupné z: <https://nyprohutni.cz/valcovane-za-tepla>
- [9] KOMOSNÝ, Jan. Řešení náhradního pohonu výtlačných strojů koksárenské baterie [online]. Ostrava, 2009 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/71560>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.

- [10] Ohýbání plechu a profilů. Sériová a zakázková kovovýroba [online]. Copyright © Petr Klobás [cit. 05.04.2020]. Dostupné z: <https://www.kovo-klobas.cz/ohybani/>
- [11] SKF. [online]. [cit. 05.04.2020] Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6213>
- [12] BOHÁČEK, František. Části a mechanismy strojů. Brno: Vysoké učení technické, 1983. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [13] HAVLÍK, Jiří. Přednášky VaKSD [online]. 2014 [cit. 2020-04-02]. Dostupné z: https://lms.vsb.cz/pluginfile.php/1103065/mod_resource/content/1/P%C5%99edn%C3%A1%C5%A1ky%20VaKSD.pdf
- [14] KOZINA, Antonín a Miroslav PÍŠA. Základy koksárenství: příručka pro nižší a střední technické kádry. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1954. Řada chemické literatury. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:c08cd210-b8e6-11e3-9d7d-005056827e51>
- [15] KUCKOVÁ, Anna a Mária FRÖHLICHOVÁ. Výroba koksu. Košice: Technická univerzita, 2005. ISBN 8080732264.
- [16] Svařované kruhové ocelové trubky válcované za studena dle EN10219 [online] Copyright © Copyright 2009 [cit. 04.03.2020]. Dostupné z: http://www.ocel.cz/ocel_akfs/soubory/65cz.pdf
- [17] hašení koksu - koksovna Svoboda - YouTube. YouTube [online]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=5zlpszALnaE>
- [18] A Ukraine Factory That Can't Close, and Workers Who Won't Quit - The New York Times. The New York Times - Breaking News, World News & Multimedia [online]. Copyright © [cit. 17.05.2020]. Dostupné z: <https://www.nytimes.com/2015/03/26/world/europe/a-ukraine-factory-that-cant-close-and-workers-who-wont-quit.html>

- [19] Trinec za miliardu zmodernizuje koksovnu zakryje ji hangarem [online]. Copyright © [cit. 17.05.2020]. Dostupné z: <https://archiv.ihned.cz/c1-63547650-trinec-za-miliardu-zmodernizuje-koksovnu-zakryje-ji-hangarem>
- [20] POLAR - Moravskoslezská regionální televize [online]. Copyright ©4 [cit. 17.05.2020]. Dostupné z: https://polar.cz/data/gallery/modules/polar/news/pr/images/20190827092521_168/715x402.jpg?ver=20190827092521
- [21] Facebook [online]. Copyright ©4 [cit. 17.05.2020]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/LibertyOstrava>

Seznam příloh

- Sestavný výkres
- Výkres hřídele
- Příloha A – technická specifikace moto-převodovky
- Příloha B – návrh ozubení
- Příloha C – síly přenášené kladkami

Poděkování

Na závěr bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Jiřímu Stružovi, za cenné připomínky k práci, a velkou trpělivost.

„Doba kráčí vpřed a svět se předhání. Už i blbci mají vyšší vzdělání.“

Jiří Žáček

Český spisovatel

*(*1945)*